

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales
2016-2017

Trabajo Fin de Grado

“Diseño del sistema de climatización y ACS de un hospital en un país en vías de desarrollo utilizando energía solar”

Ignacio García Marín

Tutora:

María Carmen Venegas Bernal

Madrid, septiembre de 2017



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**



DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN Y ACS DE UN HOSPITAL EN UN PAÍS EN VÍAS EN DESARROLLO UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR

Autor: Ignacio García Marín

Tutora: María del Carmen Venegas Bernal

Entidad: Universidad Carlos III de Madrid

Resumen del proyecto:

En el presente proyecto se desarrollan los cálculos oportunos para dimensionar una instalación solar multipropósito que satisfaga la demanda térmica de agua caliente sanitaria y climatización del hospital de Atupele.

Dicho hospital, situado al norte de Malawi (África) es el único centro sanitario en 30 km a la redonda y atiende a más de 150.000 pacientes anuales. Actualmente no consta de ninguna instalación que proporcione agua caliente ni climatización, por lo que la calidad de vida de los pacientes del hospital es extremadamente precaria. Mediante la instalación propuesta se pretende mejorar dicha calidad de vida y facilitar el trabajo del personal sanitario.

Inicialmente, se calculan las cargas térmicas demandas por el hospital y se traducen en una demanda de energía que es necesario suministrar.

La principal fuente de energía de la instalación la conforman un conjunto de colectores solares y, en el caso de que la energía proporcionada por estos no satisfaga la demanda, cuenta con dos calderas de combustión de gas natural.

Mediante la realización de los cálculos pertinentes se determinan las dimensiones de los elementos que componen la instalación y qué porcentaje de la demanda energética satisfacen.

Tras terminar el diseño de la instalación, se procede a calcular la cantidad de emisiones que se emiten a la atmósfera y compararlas con las que emitiría una hipotética instalación en ese mismo hospital que funcionase únicamente con calderas de gas.

Para concluir, se analiza el presupuesto que implica el emplazamiento de la instalación y la reducción de costes que conlleva la utilización de los captadores solares, explicando en cuántos años se recuperaría la inversión inicial.

Todos los cálculos realizados y decisiones tomadas cumplen la normativa impuesta por el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) y el Código Técnico de Edificación (CTE), tal y como se explica en el Marco regulador del presente proyecto.



Agradecimientos:

A la profesora, María Carmen Venegas Bernal, tutora de este proyecto, por su entera disponibilidad y ayudas recibidas durante su realización.

A mis padres, que me han dado la formación humana y académica que me ha permitido estudiar este grado y llevar a cabo este proyecto, y al resto de mi familia por su apoyo.



Índice de contenidos

1.	Introducción	12
1.1	Objetivos del proyecto	12
1.2	Metodología de trabajo	13
1.3	Herramientas y programas utilizados	13
1.4	Marco regulador	14
2.	Datos de partida	15
2.1	Descripción del hospital	15
2.2	Situación geográfica	17
2.3	Datos climatológicos	17
3.	Cálculo de cargas térmicas	23
3.1	Introducción	23
3.2	Condiciones de diseño	23
3.3	Metodología en el cálculo de cargas térmicas	24
3.3.1	<i>Cargas térmicas de calefacción</i>	25
3.3.2	<i>Cargas térmicas de refrigeración</i>	39
4.	Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria	47
4.1	Metodología seguida para el cálculo	47
4.2	Demanda mensual de ACS	49
5.	Instalación solar multipropósito	52
5.1	Introducción	52
5.2	Descripción de la instalación	52
5.3	Sistema de captación solar	52
5.4	Sistema de acumulación	54
5.5	Sistema de circulación	54
5.6	Sistema de intercambio de calor	55
5.7	Sistema de ACS	55
5.8	Sistema de calefacción	56
5.9	Sistema de refrigeración	57
5.10	Sistema auxiliar de energía	59
6.	Colector solar plano	60
6.1	Introducción	60
6.2	Cálculo de las resistencias térmicas en el colector solar plano	60
6.2.1	<i>Resistencia térmica por conducción del acetato de celulosa</i>	61



6.1.2 Resistencia térmica por conducción a través del cristal.....	61
6.1.3 Resistencia térmica por convección entre la cubierta y el exterior	62
6.1.4 Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y el exterior.....	64
6.1.5 Resistencia térmica por conducción a través de la placa absorbadora	65
6.1.6 Resistencia térmica por conducción a través de los tubos del serpentín	66
6.1.7 Resistencia térmica por convección interna en los tubos del serpentín	66
6.1.8 Resistencia térmica por conducción a través del aislante	69
6.1.9 Resistencia térmica por conducción a través de la carcasa	69
6.1.10 Resistencia térmica por convección entre la carcasa y el exterior	69
6.3 Cálculo de pérdidas en el colector solar plano	70
6.2.1 Cálculo de pérdidas por la cubierta superior.....	71
6.2.2 Cálculo de pérdidas por la carcasa inferior	71
6.2.3 Cálculo de pérdidas totales	72
7. Predimensionado de los colectores solares para la instalación de ACS	73
7.1 Introducción	73
7.2 Planteamiento del problema de predimensionado	74
7.2.1. Datos de partida.....	75
7.2.2. Parámetros variables	79
7.2.3 Obtención de las ecuaciones a partir de los balances de energía	80
7.2.4 Resolución de las ecuaciones	83
7.2.5 Resolución de las ecuaciones para calcular la contribución solar de los colectores de forma mensual	84
8. Instalación conjunta: ACS, calefacción y refrigeración	86
8.1 Introducción	86
8.2 Cálculo de pérdidas térmicas en las tuberías.....	87
8.1.1 Resistencia de convección en el interior de la tubería.....	88
8.1.2 Resistencia de conducción del cobre:	89
8.1.3 Resistencia de conducción del aislante	90
8.1.4 Resistencia de convección en el exterior de la tubería:.....	90
8.3 Resolución sistema de ecuaciones para dimensionar la instalación conjunta	91
8.2.1 Datos de partida.....	91
8.2.2 Parámetros variables	94
8.2.3 Obtención de las ecuaciones a partir de los balances de energía	95
8.2.4 Resolución de las ecuaciones	99
9. Dimensionado de la instalación	102



9.1	Introducción	102
9.2	Sistema de captación	102
9.2.1	<i>Coletores solares</i>	102
9.2.2	<i>Fluido caloportador</i>	103
9.3	Sistema de almacenamiento	104
9.3.1	<i>Tanque de almacenamiento principal</i>	104
9.3.2	<i>Tanque de almacenamiento de ACS</i>	105
9.4	Sistema de intercambio de calor	105
9.4.1	<i>Intercambiador de calor principal</i>	105
9.4.2	<i>Intercambiador de calor circuito de ACS</i>	109
9.5	Sistema de circulación	110
9.5.1	<i>Tuberías</i>	110
9.5.2	<i>Bombas</i>	111
9.5.3	<i>Vasos de expansión</i>	116
9.5.4	<i>Válvulas</i>	117
9.5.5	<i>Purgadores</i>	118
9.6	Sistema auxiliar de energía	118
9.7	Sistema de calefacción	121
9.8	Sistema de refrigeración	121
9.9	Sistema de control.....	122
10.	Estudio del impacto ambiental y reducción de emisiones.....	123
10.1	Introducción	123
10.2	Emisiones de la presente instalación	123
10.3	Comparativa con las emisiones de instalación alternativa	126
11.	Análisis económico	130
11.1	Introducción	130
11.2	Presupuesto.....	131
11.3	Subvenciones.....	132
11.4	Ahorro económico anual.....	132
11.5	Periodo de recuperación de la inversión	133
12.	Conclusiones.....	136
13.	Bibliografía	137
Anexos	141



Índice de tablas:

1.	Introducción	12
2.	Datos de partida.....	15
	Tabla 2.1: Situación geográfica Hospital de Atupele. Fuente: www.africadirecto.org	17
	Tabla 2.2: Temperaturas mensuales medias. Fuente: www.tut tiempo.net	18
	Tabla 2.3: Temperaturas máximas y mínimas medias. Fuente: www.tut tiempo.net	18
	Tabla 2.4: Radiación solar media sobre el plano horizontal. Fuente: HelioClim 3.....	19
	Tabla 2.5: velocidad mensual del viento. Fuente: www.meteoblue.com	21
	Tabla 2.6: Humedad relativa mensual. Fuente: www.malawi.opendataforafrica.org	21
	Tabla 2.7: Temperatura de agua de red. Fuente: www.malawi.opendataforafrica.org	22
	Tabla 2.8: tiempo medio de horas solares al mes. www.educaplus.org	22
3.	Cálculo de cargas térmicas	23
	Tabla 3.1: Temperaturas medias en invierno. Fuente: www.tut tiempo.net	25
	Tabla 3.2: Incremento de temperatura entre el interior y el exterior.	26
	Tabla 3.3: Resistencia térmica elementos muro. Fuente: África Directo.....	29
	Tabla 3.4: Resistencia térmica elementos suelo. Fuente: África Directo.....	30
	Tabla 3.5: Resistencia térmica elementos cubierta. Fuente: África Directo	33
	Tabla 3.6: Entalpía y humedad relativa mensual. Fuente: malawi.opendataforafrica.org	35
	Tabla 3.7: Caudales aire exterior. Fuente: RITE	36
	Tabla 3.8: Cargas térmicas de calefacción por módulo.....	38
	Tabla 3.9: Potencia total de calefacción por meses.....	38
	Tabla 3.10: Temperaturas medias en verano. Fuente: www.tut tiempo.net	39
	Tabla 3.11: Incremento de temperatura entre el interior y el exterior.	39
	Tabla 3.12: Entalpía y humedad relativa mensual. Fuente: www.malawi.opendataforafrica.org	40
	Tabla 3.13: factor de corrección sombra. Fuente: apuntes Calor y Frío Industrial.....	42
	Tabla 3.14: Densidad de potencia por equipos electrónicos. Fuente: África Directo.....	44
	Tabla 3.15: Cargas térmicas de refrigeración por módulo.....	45
	Tabla 3.16: Potencia total de refrigeración por meses	46
4.	Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria	47
	Tabla 4.1: Demanda térmica de ACS por módulo durante los meses de verano	49
	Tabla 4.2: Demanda térmica de ACS por módulo durante los meses de verano	50
5.	Instalación solar multipropósito	52
6.	Colector solar plano	60



Tabla 6.1: Resistencias por convección cubierta superior	64
Tabla 6.2: Resistencias por radiación cubierta superior	65
Tabla 6.3: Resistencias por convección carcasa	70
Tabla 6.4: Pérdidas totales en los colectores	72
7. Predimensionado de los colectores solares para la instalación de ACS	73
Tabla 7.1: Radiación solar sobre el plano horizontal. Fuente: HelioClim 3	75
Tabla 7.2: Radiación solar sobre el plano de los colectores	76
Tabla 7.3: Pérdidas de carga totales en cada colector	77
Tabla 7.4: Soluciones ecuaciones del predimensionado	84
8. Instalación conjunta: ACS, calefacción y refrigeración	86
Tabla 8.1: Resistencia y coeficiente global de transferencia de calor de las tuberías del circuitu primario	90
Tabla 8.2: Potencia total de calefacción por meses	93
Tabla 8.3: Potencia total de refrigeración por meses	94
Tabla 8.4: Solución de las ecuaciones del dimensionado de la instalación conjunta los meses de verano	99
Tabla 8.5: Solución de las ecuaciones del dimensionado de la instalación conjunta los meses de invierno	100
9. Dimensionado de la instalación	102
Tabla 9.1: Demanda térmica circuito de ACS	119
Tabla 9.2: Demanda térmica circuito de climatización	120
Tabla 9.3: Demanda térmica de refrigeración	121
10. Estudio del impacto ambiental y reducción de emisiones	123
Tabla 10.1: Demanda térmica total	125
Tabla 10.2: Demanda cubierta por las calderas	125
Tabla 10.3: Toneladas de CO ₂ emitidas por la instalación	126
Tabla 10.4: Demanda térmica total	127
Tabla 10.5: Toneladas de CO ₂ emitidas por la instalación de combustión de gas	128
11. Análisis económico	130
Tabla 11.1: Presupuesto de la instalación	131
Tabla 11.2: Valor actual neto durante los años de vida útil de la instalación	134
12. Conclusiones	136
13. Bibliografía	137
Anexos	141

Índice de figuras:

1. Introducción	12
2. Datos de partida	15
Figura 1: Hospital de Atupele. Fuente: África Directo.....	17
Figura 2.1: Variación de la temperatura media, máxima y mínima. Fuente: www.tutiempo.net.....	19
Figura 2.2: Variación de la radiación solar. Fuente: HelioClim 3.....	20
Figura 2.3: Dirección del viento. Fuente: www.meteoblue.com	20
Figura 2.4: Variación de la velocidad del viento. Fuente: www.meteoblue.com	21
Figura 2.5: Evolución de los días de lluvia y volumen de precipitaciones.....	22
3. Cálculo de cargas térmicas	23
Figura 3.1: Módulo del hospital. Fuente: África Directo	26
Figura 3.2 Resistencias térmicas de cerramientos en contacto con el aire exterior.	28
Figura 3.3 Resistencias térmicas particiones interiores.....	28
Figura 3.4: Transmitancia térmica de suelos.....	31
Figura 3.5: Coeficiente de reducción de temperatura en espacio no habitable.....	32
Figura 3.6: Potencia total de calefacción por meses.....	39
Figura 3.7: Carga de refrigeración por radiación a través del vidrio (W/m^2).	41
Figura 3.8: Cargas totales de refrigeración	46
4. Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria	47
Figura 4.1: Demanda de ACS en función del edificio. Fuente: Código Técnico de Edificación	47
Figura 4.2: Demanda total de ACS.....	51
5. Instalación solar multipropósito	52
Figura 5.1: Esquema de colector solar plano. Fuente: www.energiasolar.lat	53
Figura 5.2: Esquema de suelo radiante. Fuente: www.ebasl.es/suelo-radiante/.....	57
Figura 5.3: Esquema de refrigeración por absorción. Fuente: www.wikipedia.org	58
6. Colector solar plano	60
Figura 6.1: Esquema de las resistencias de un colector	60
7. Predimensionado de los colectores solares para la instalación de ACS	73
Figura 7.1: Esquema de instalación solar para circuito de ACS.....	73
Figura 7.2: Perfil del módulo de un colector solar. Fuente: Pliego de condiciones Técnicas .	75
Figura 7.3: Factor de corrección de la radiación solar. Fuente: www.cleanenergysolar.com	76
Figura 7.4: Curva del rendimiento de un colector	77
Figura 7.5: Zona climática en función de la radiación solar. Fuente: CTE	81



Figura 7.6: Fracción solar mínima en función de la demanda de ACS. Fuente: CTE	82
Figura 7.7: Fracción solar mensual.....	85
8. Instalación conjunta: ACS, calefacción y refrigeración	86
Figura 8.1: Esquema de instalación solar conjunta en verano.....	86
Figura 8.2: Esquema de instalación solar conjunta en invierno.....	86
Figura 8.3: Diámetro exterior del aislante en función de la temperatura del fluido. Fuente: RITE.....	88
Figura 8.4: Esquema de resistencias térmicas en las tuberías del circuito primario.	88
Figura 8.5: Contribución solar de ACS y climatización	101
9. Dimensionado de la instalación	102
Figura 9.1: Colector solar plano. Fuente: Gamesa	102
Figura 9.2: Esquema de la distribución de los colectores solares.....	103
Figura 9.4: Tanque de almacenamiento principal. Fuente: Lapesa	104
Figura 9.5: Intercambiador de calor de placas. Fuente: Lapesa.....	109
Figura 9.6: Tubería de cobre con revestimiento de aislante. Fuente: www.leroymerlin.es	110
Figura 9.9: Caldera de combustión de gas. Fuente: Viessman.....	120
10. Estudio del impacto ambiental y reducción de emisiones.....	123
Figura 10.1: Emisiones en función de la fuente de energía. Fuente: IDAE	124
Figura 10.2: Comparativa emisiones instalación solar e instalación de caldera de gas.....	129
11. Análisis económico	130
Figura 11.1: Precio del gas en Malawi. Fuente: www.malawi.opendataforafrica.org	132
Figura 11.2: Valor actual neto y periodo de recuperación de la inversión inicial.....	135
12. Conclusiones.....	136
13. Bibliografía	137
Anexos	141



1.Introducción

1.1 Objetivos del proyecto

La finalidad de este proyecto es diseñar una instalación, alimentada por energía solar, capaz de satisfacer la demanda de calefacción en invierno, de refrigeración en verano y de agua caliente sanitaria del hospital Atupele, situado en la sabana africana.

El hospital fue construido en Malawi, un país del sureste de África que comparte fronteras con Tanzania, Mozambique y Zambia. Malawi, que fue colonia inglesa hasta 1964, es uno de los países más subdesarrollados del continente africano pero cuenta con una de las densidades poblacionales más altas de este. [1].

Las condiciones de vida del país son extremadamente precarias y el hospital para el cual se diseña la instalación es el único en 30 kilómetros a la redonda, lo que lleva a destacar su importancia. [2].

El clima de Malawi se considera subtropical con invierno seco. Sus habitantes sufren altas temperaturas y abundantes precipitaciones en verano, mientras que la sequía durante el invierno va acompañada de bajas temperaturas. [1].

Mediante la instalación descrita en el presente proyecto se pretende mejorar las condiciones sanitarias y calidad de vida de los pacientes y trabajadores del hospital, además de aumentar su confort.

Gracias a los colectores solares utilizados para abastecer un gran porcentaje de la demanda energética del hospital, se pretende reducir las emisiones de gases nocivos a la atmósfera y la utilización de combustibles fósiles, cuyas reservas se reducen a gran velocidad.

La utilización de energía solar también implica una reducción de costes a lo largo de la vida útil de la instalación, ya que los precios de adquisición de gas natural son altos, y mediante ayudas monetarias de empresas y organizaciones sin ánimo de lucro se pretende que este proyecto no suponga un esfuerzo económico desmesurado.

1.2 Metodología de trabajo

África Directo, ONG encargada de la construcción del hospital proporciona unos bocetos simples de la distribución y el tamaño de los módulos que lo componen. A partir de dichos bocetos y utilizando el software AutoCad se realizan los planos detallados para calcular las áreas a climatizar y dibujar sobre ellos la instalación.

Posteriormente, para calcular la demanda energética de climatización que es necesario satisfacer, se realiza el cálculo de cargas térmicas de cada módulo. En dicho cálculo intervienen las características de cada edificio así como las condiciones climatológicas del entorno, previamente estudiadas. Del mismo modo se calcula la demanda de agua caliente sanitaria. La demanda global del hospital se define como la suma de la demanda de cada edificio.

Una vez calculada la demanda se procede al diseño de la instalación. Mediante cálculos posteriormente detallados se define el número de colectores solares necesarios para satisfacer un porcentaje considerable de la demanda energética.

Para demostrar las ventajas de utilización de los captadores solares térmicos se incluye un estudio del impacto medioambiental de la instalación y se comprueba la reducción de emisiones que conlleva.

Para finalizar el proyecto, se realiza un estudio económico del mismo y de esta manera poder garantizar su viabilidad económica.

1.3 Herramientas y programas utilizados

Para llevar a cabo este proyecto se han utilizado los siguientes programas informáticos:

- AutoCAD 2017: Para la realización de los planos, tanto de los diferentes módulos del hospital como de la propia instalación.
- HelioClim 3: Software online utilizado para la obtención de datos de radiación solar de la localización geográfica deseada.
- Excel: se utiliza la hoja de cálculo para aplicar las fórmulas necesarias para calcular la demanda de ACS, calefacción y refrigeración y para manejar de forma eficiente los datos climatológicos.
- MathCad: se utiliza para el cálculo de los parámetros que definen la instalación, que se consiguen a partir de un conjunto de ecuaciones e incógnitas que convergen en una solución.
- Draw.io: Software online utilizado para realizar esquemas explicativos de la instalación.



1.4 Marco regulador

Para el diseño de la instalación solar conjunta se han consultado los siguientes reglamentos para aplicar los cálculos y restricciones de forma correcta:

- Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE):

Incluye un conjunto de normas que deben cumplir las instalaciones de agua caliente sanitaria, de calefacción y de refrigeración para no ser excesivamente perjudiciales para el medio ambiente, así como pautas que garantizan la eficiencia energética de los edificios.
- Código técnico de edificación (CTE):

Es el marco normativo que impone las características que debe cumplir un edificio para asegurar unas condiciones de seguridad y habitabilidad.
- DTIE 1.01:

Establece las normas que se deben cumplir para garantizar la salubridad de agua caliente destinada a usos sanitarios.

2. Datos de partida

2.1 Descripción del hospital

El hospital está formado por 21 módulos, detallados a continuación:

- Vivienda para personal (tipo 1):

Edificio destinado a la convivencia de 4 trabajadores del hospital. El complejo hospitalario incluye 4 módulos de este tipo. Cada uno tiene un área de aclimatación de 43,5 m².

- Vivienda para personal (tipo 2):

Edificio destinado a la convivencia de 6 trabajadores del hospital. El complejo hospitalario incluye 3 módulos de este tipo. Cada uno tiene un área de aclimatación de 104,4m².

- Vivienda para invitados:

Módulo destinado al alojamiento de visitantes del hospital o miembros del personal sanitario que no puedan alojarse en los módulos anteriormente detallados. Tiene capacidad para 4 personas y un área de 83,8 m² a aclimatar.

- Convento:

Módulo destinado a la convivencia de las monjas encargadas de velar por el bienestar de los enfermos. Tiene capacidad para 10 personas y un área de 349,7 m² a aclimatar.

- Unidad de maternidad:

Unidad del hospital destinada a partos y cuidado de mujeres embarazadas. Capacidad para 25 camas, al cuidado de 5 miembros del personal sanitario. 224,1 m² a aclimatar.

- Unidad de tratamiento de hombres y mujeres:

Capacidad para 25 camas, al cuidado de 5 miembros del personal sanitario. 177,2 m² a aclimatar.

- Unidad de pediatría:

Unidad destinada al cuidado de niños. Capacidad para 20 camas, al cuidado de 5 miembros del personal sanitario. 148 m² a aclimatar.



- Módulo de administración y almacén:
Edificio de 115,5 m² en el que 3 trabajadores se encargan de la logística y administración. Será necesario aclimatar el almacén para conservar medicinas, vacunas y demás equipo sanitario.
- Laboratorio:
Módulo en el que se realizan pequeños trabajos de investigación. En el trabajan 5 personas y es necesario aclimatar 173,6 m².
- Unidad de tratamiento contra el Sida:
Capacidad para 10 camas, al cuidado de 5 miembros del personal sanitario. 199,3 m² a aclimatar.
- Centro de desnutridos:
Capacidad para 20 camas, al cuidado de 5 miembros del personal sanitario. 97 m² a aclimatar.
- Cocina:
Módulo en el que se preparan los alimentos para pacientes y trabajadores. Cuenta con 69,3 m² a aclimatar.
- Unidad de aislamiento:
Capacidad para 12 camas, al cuidado de 4 miembros del personal sanitario. 145 m² a aclimatar.
- Unidad de vacunación: 98,9 m² a aclimatar.

Todos ellos están constituidos por una sola planta y un espacio no habitable que separa la planta del tejado. Los cerramientos, explicados con más detalle en el apartado de cálculo de las cargas térmicas, son idénticos para cada módulo.

Se encuentran distribuidos en un pequeño valle y conectados por un empedrado, tal y como se muestra en el plano incluido en el apartado de anexos.

2.2 Situación geográfica

El hospital fue construido en una región al norte de Malawi, un país del sureste africano. Para la obtención de datos climatológicos se ha escogido la población más cercana, Kaporo, una ciudad situada a 8 km.

Los datos geográficos de Kaporo son:

Latitud	Longitud	Altitud
-13.78º	33.76º	1229 m

Tabla 2.1: Situación geográfica Hospital de Atupele. Fuente: África Directo [1]

El complejo hospitalario está situado en un valle entre dos colinas, rodeado de vegetación y a una altitud considerable. Debido a esto, y a pesar de que Malawi es país de altas temperaturas, el hospital goza de un clima menos extremo.

La zona en la que se sitúa es muy precaria y tiene enormes carencias higiénicas y sanitarias. Esto, junto con el gran número de enfermedades endémicas hace esencial la labor del hospital.



Figura 1: Hospital de Atupele. Fuente: África Directo [1]

2.3 Datos climatológicos

Para realizar un diseño preciso de la instalación de ACS y climatización es necesario conocer la climatología del lugar.

El tipo de clima que se da en Malawi es el denominado subtropical con invierno seco. Este clima implica veranos calurosos y muy lluviosos, aunque las precipitaciones son menores que en regiones con clima tropical. En invierno las temperaturas disminuyen y se reducen extremadamente las precipitaciones dando lugar a una estación seca.

Cabe destacar que en Malawi, debido a su situación al sur del Ecuador, los meses más calurosos son octubre, noviembre, diciembre y enero, mientras que los meses de temperaturas mínimas son junio, julio y agosto.

Todos los datos se obtienen de las mediciones realizadas en la localidad de Kaporo en el año 2015.

En la siguiente tabla se muestran las temperaturas medias por meses:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
T media (°C)	22,1	21,8	22	20,4	18,4	16,4	15,8	17,2	19,8	22,6	23,2	22,5

Tabla 2.2: Temperaturas mensuales medias. Fuente: tutiempo.net [3].

El cálculo de cargas térmicas se realiza en el caso más desfavorable por lo que es necesario conocer las temperaturas máximas y mínimas. El sistema de calefacción es diseñado para la temperatura media mínima registrada en cada mes del invierno, mientras que el de refrigeración, para la temperatura media máxima de cada mes del verano.

En la siguiente tabla se representan las temperaturas medias máximas y mínimas cada mes:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Tmax (°C)	26.7	26.5	26.6	26.3	25.6	23.9	23.1	25	27.3	29.9	30	27.3
Tmin (°C)	17,5	17,2	17,4	14,4	11,1	8,9	8,6	9,4	12,2	15,2	17,2	17,7

Tabla 2.3: Temperaturas máximas y mínimas medias. Fuente: tutiempo.net [3].

En el siguiente gráfico se representa la temperatura media cada mes, así como la temperatura media máxima y mínima:

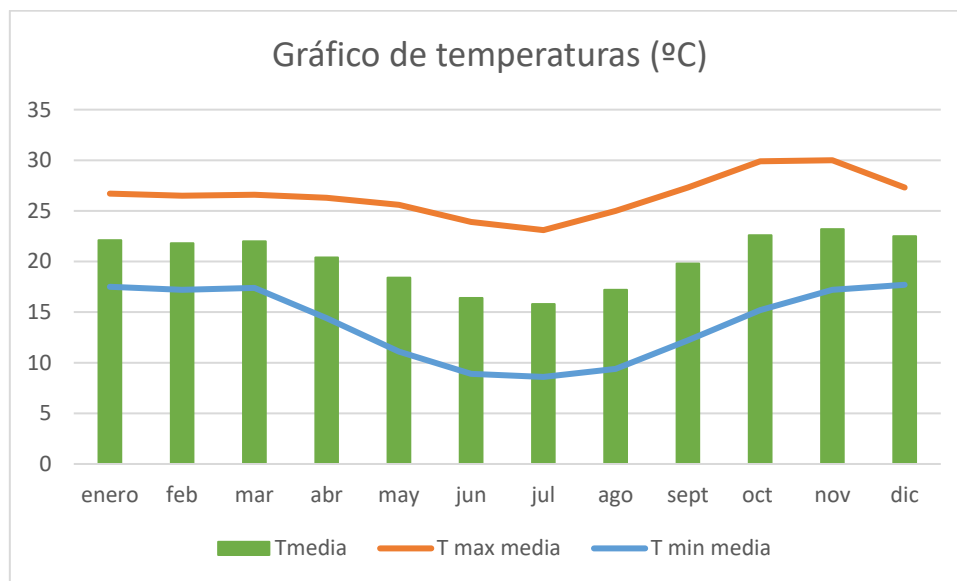


Figura 2.1: Variación de la temperatura media, máxima y mínima. Fuente: Tutiempo.net [3].

La temperatura media mínima registrada en el año 2015 (8.6 °C) tuvo lugar en el mes de Julio, mientras que la temperatura media máxima (30 °C) en el mes de noviembre. Los cálculos de cargas térmicas se realizan para estos casos de temperaturas extremas y así se diseña la instalación para el caso más desfavorable, asegurando que satisfaga la demanda energética en cualquier momento.

La radiación solar juega un papel esencial en el cálculo de cargas térmicas y en la energía captada por los colectores solares. Para realizar los cálculos es necesario conocer la radiación tanto en el plano horizontal como en el plano vertical.

En la siguiente tabla y gráfico se representa la radiación solar mensual sobre el plano horizontal.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
I (W/m ²)	434	416	455	405	410	396	423	481	496	576	557	395

Tabla 2.4: Radiación solar media sobre el plano horizontal. Fuente: HelioClim 3

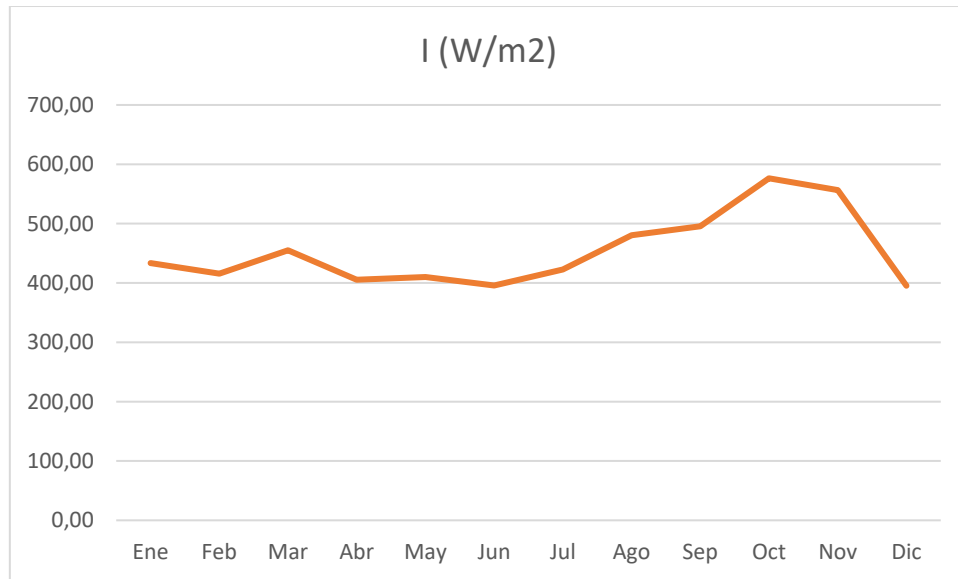


Figura 2.2: Variación de la radiación solar. Fuente: HelioClim 3

La información acerca de la radiación solar se ha obtenido utilizando el software online conocido como “Helio Clim 3”, que permite obtener datos de la radiación solar diaria por horas en cualquier parte del mundo. A partir de los datos horarios de todos los días a lo largo del año 2015, se obtienen las medias diarias y, posteriormente, las mensuales.

La velocidad del viento y su dirección también juegan un papel importante en la instalación y en el cálculo de cargas térmicas. En la siguiente rosa de los vientos se observa que las direcciones predominantes son Este y Noreste. Para la simplificación de los cálculos, se considera únicamente la dirección Este.

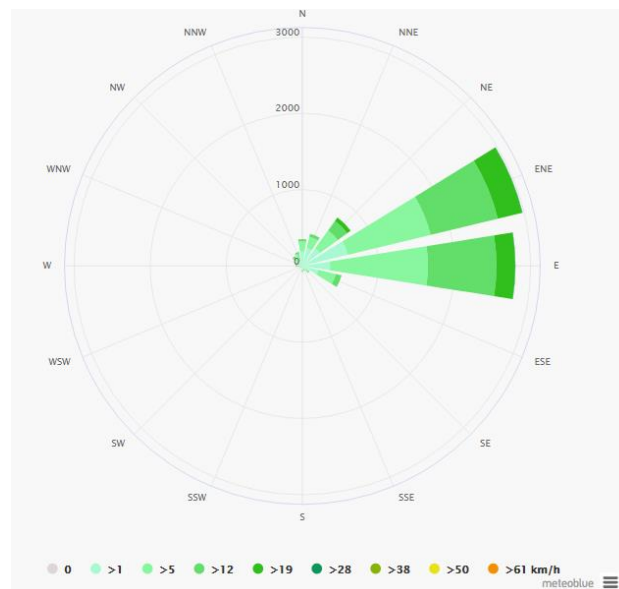


Figura 2.3: Dirección del viento. Fuente: Meteoblue [4]

Las velocidades medias del viento por meses son las siguientes:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
V (m/s)	2.41	2.39	2.92	3.82	3.71	3.84	4.16	4.4	4.8	4.96	4.32	3

Tabla 2.5: velocidad mensual del viento. Fuente: Meteoblue [4]

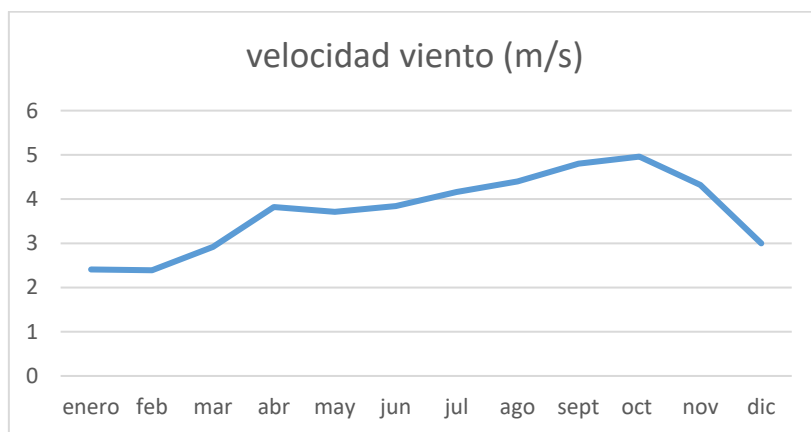


Figura 2.4: Variación de la velocidad del viento. Fuente: Meteoblue [4].

La humedad relativa del ambiente también interviene en la climatología del edificio, por lo que es tenida en cuenta en la realización de los cálculos de las cargas térmicas:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
HR (%)	83	82	80	76	69	66	63	57	52	53	61	76

Tabla 2.6: Humedad relativa mensual. Fuente: Educaplus [5].

En la humedad relativa juegan un papel esencial las precipitaciones, que se concentran en los meses de verano, tal y como se aprecia en el siguiente gráfico.

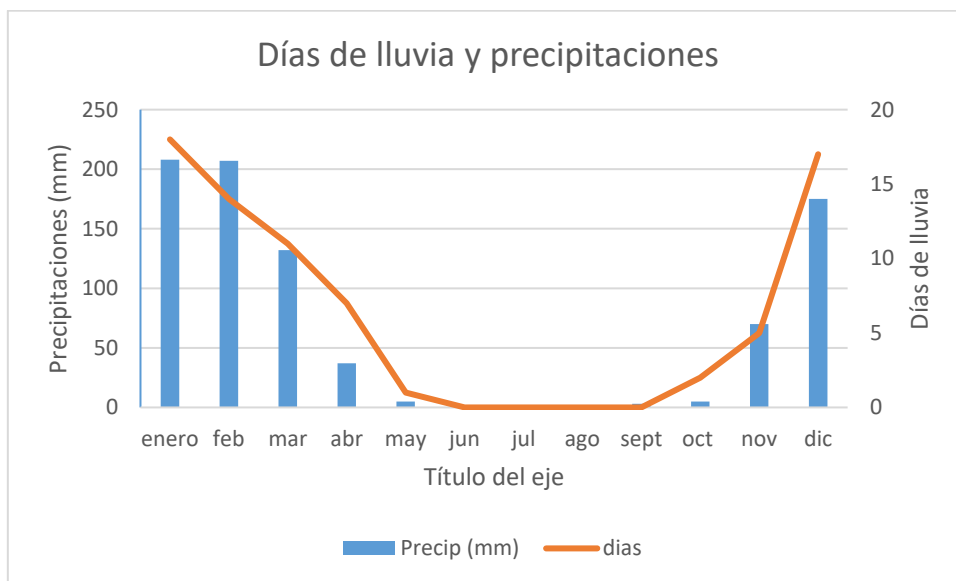


Figura 2.5: Evolución de los días de lluvia y volumen de precipitaciones. [5]

Para calcular la demanda energética de agua caliente sanitaria por meses es necesario conocer la temperatura de la red de agua, representada por la siguiente tabla:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
T (°C)	13	12	11	10	9	9	8	9	12	14	15	13

Tabla 2.7: Temperatura de agua de red. Fuente: Open Data for África. [6]

Por último las horas de sol intervienen en el dimensionamiento de la instalación, ya que de ellas depende la energía captada por los colectores solares. Durante los meses más calurosos se producen abundantes precipitaciones por lo que la nubosidad es alta y se reducen las horas de sol, representadas en la siguiente tabla:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
T (h)	5.2	5.3	5.8	7.9	8.2	7.7	8	8.5	8.9	9.8	7.8	5.5

Tabla 2.8: tiempo medio de horas solares al mes. Fuente: Educaplus [7].

3. Cálculo de cargas térmicas

3.1 Introducción

Para realizar un diseño óptimo del sistema de climatización es necesario conocer la demanda energética del hospital y así poder calcular la potencia térmica necesaria para satisfacerla.

Para calcular la potencia térmica se realiza el cálculo de cargas térmicas de cada edificio, un balance en el que se tiene en cuenta la ganancia o pérdida de calor a través de la envolvente, la renovación del aire interior, la infiltración y otros parámetros explicados a continuación.

3.2 Condiciones de diseño

En el diseño del sistema de climatización es necesario conocer las condiciones térmicas exteriores e interiores, la ubicación del edificio y las características de la envolvente.

Las normas para garantizar el confort en el interior de la vivienda, así como los parámetros característicos esenciales para hacer un diseño de climatización óptimo vienen recogidos en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificio (RITE) y en el Código Técnico de Edificación (CTE).

Condiciones térmicas interiores:

Según el RITE, para garantizar el confort dentro de un edificio se debe cumplir la normativa aplicada a las siguientes variables:

- Temperatura
- Humedad relativa
- Calidad del aire interior.

Dependiendo de la estación, las condiciones interiores de temperatura y humedad relativa deben situarse entre los siguientes valores, aportados por el RITE:

- Verano:
 - Temperatura de confort: 23-25°C
 - Humedad relativa: 45-60 %



- Invierno:
 - Temperatura de confort: 21-23°C
 - Humedad relativa: 40-50 %

Para realizar los cálculos de cargas térmicas se establecen las siguientes condiciones térmicas interiores de confort:

- Invierno: 22°C y 50 % de humedad relativa.
- Verano: 24°C y 55% de humedad relativa.

Condiciones térmicas exteriores

Las variables térmicas exteriores que intervienen en el balance de pérdidas o ganancias de calor son:

- La temperatura seca exterior
- La humedad relativa exterior
- La radiación solar
- La dirección y velocidad del viento.

3.3 Metodología en el cálculo de cargas térmicas

Para realizar un diseño del sistema de climatización y un buen dimensionamiento de los equipos que satisfaga la demanda térmica en los casos más desfavorables, hay que calcular las cargas térmicas máximas de cada módulo del hospital en verano y en invierno.

Se pretende aclimatar todas las habitaciones de cada módulo excepto los baños.

La carga térmica se divide en latente y sensible. La carga térmica sensible es la que modifica la temperatura del interior de un edificio, mientras que la carga térmica latente modifica la cantidad de vapor de agua. Por esto es necesario conocer la humedad relativa exterior, para tener en cuenta el flujo de vapor de agua a través de la envolvente.

Para realizar el cálculo de cargas térmicas se debe hacer una distinción entre las estaciones de verano e invierno. Para la estación estival se diseña el sistema de refrigeración, mientras que para el invierno se diseña el sistema de calefacción.

Las cargas térmicas que intervienen en el sistema de refrigeración son aquellas que aportan una ganancia térmica al interior de cada módulo:

- Cargas térmicas debidas a la transmisión a través de la envolvente.
- Cargas térmicas debidas a la renovación del aire interior.
- Cargas térmicas debidas a la infiltración.
- Cargas térmicas debidas a la radiación solar a través de ventanas.
- Cargas térmicas debidas a los ocupantes.
- Cargas térmicas debidas a la iluminación.
- Cargas térmicas debidas a los equipos electrónicos.

Sin embargo, en el diseño del sistema de calefacción solo intervienen:

- Cargas térmicas debidas a la transmisión a través de la envolvente.
- Cargas térmicas debidas a la renovación del aire interior.
- Cargas térmicas debidas a la infiltración.

Solo se tienen en cuenta aquellas que generan una pérdida de calor, ignorándose aquellas que supondrían una ganancia calorífica como la radiación a través de las ventanas o las cargas térmicas interiores aportadas por las personas, la iluminación y los equipos electrónicos.

3.3.1 Cargas térmicas de calefacción

La calefacción está en funcionamiento los meses en los que la temperatura media exterior es menor que la temperatura de confort exigida por el RITE en el interior de la vivienda.

Durante el invierno la temperatura de confort del interior de cada edificio es 22°C y la humedad relativa 50%.

MES	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep
T (°C)	20.4	18.4	16.4	15.8	17.2	19.8

Tabla 3.1: Temperaturas medias en invierno. Fuente: Tutiempo.net

Por lo tanto, el sistema de calefacción estará en funcionamiento durante los meses de abril, mayo, junio, julio, agosto y septiembre.

Para diseñar la instalación de la forma más conservadora posible se realizan los cálculos para la media de las temperaturas mínimas registrada en los meses de invierno. De este

modo se asegura una satisfacción térmica cuando se registren temperaturas mínimas sin llegar a un sobredimensionamiento de la instalación.

El sistema trabajará a carga parcial cuando no se alcancen las temperaturas extremas, consiguiendo así reducir el consumo y las emisiones.

Por lo tanto, el incremento de temperatura que se utiliza para el cálculo de cargas térmicas en función del mes es el siguiente:

Mes	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep
T min media	14.4	11.1	8.9	8.6	9.4	12.2
ΔT	7.6	10.9	13.1	13.4	12.6	9.8

Tabla 3.2: Incremento de temperatura entre el interior y el exterior.

3.3.1.1 Cargas térmicas por transmisión

El cálculo de cargas térmicas por transmisión hace referencia a la pérdida de calor por transmisión a través de la envolvente del edificio. Se producen pérdidas por transmisión a través de los siguientes elementos de cada módulo:

- Muros
- Suelo
- Cubierta
- Ventanas
- Puertas



Figura 3.1: Módulo del hospital. Fuente: África Directo

El cálculo de las cargas por transmisión viene dado por la siguiente expresión:

$$Q = A * U * \Delta T$$

Donde:

- Q es la carga térmica de transmisión medida en vatios (W).
- A es el área de la superficie a través de la cual se produce la pérdida de calor (m²).
- U es el coeficiente global de transferencia de calor de cada elemento de la envolvente (W/m²K).

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se utilizan los espesores y las conductividades de cada material que forma parte de cada elemento de la envolvente de cada módulo. El coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{int}}}$$

Donde:

- e_i es el espesor de cada elemento del cerramiento (m).
- λ_i es la conductividad de cada elemento del cerramiento (W/mK).
- h_{ext} es el coeficiente de convección del cerramiento con el exterior (W/m²K).
- h_{int} es el coeficiente de convección del cerramiento con el interior (W/m²K).

Las resistencias térmicas superficiales en contacto con el aire interior y exterior dependen de la posición del cerramiento y del sentido del flujo de calor. Vienen explicados en la siguiente tabla en ($\text{m}^2\text{K/W}$).

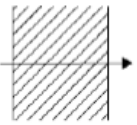
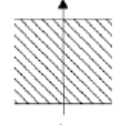
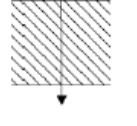
Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en $\text{m}^2\text{K/W}$		
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo Horizontal		R_{se} R_{si}
		0,04 0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente (Techo)		0,04 0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente (Suelo)		0,04 0,17

Figura 3.2 Resistencias térmicas de cerramientos en contacto con el aire exterior.

Fuente: Código Técnico de la Edificación. DB-HE Ahorro de energía

Las resistencias térmicas superficiales en particiones interiores también vienen dados por el Código Técnico de la Edificación en otra tabla explicativa. Estas resistencias se utilizan en el cálculo del coeficiente global de transferencia térmica de la cubierta.


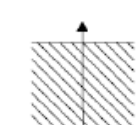
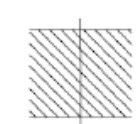
Resistencias térmicas superficiales de <i>particiones interiores</i> en $\text{m}^2\text{K/W}$		
Posición de la <i>partición interior</i> y sentido del flujo de calor		
<i>Particiones interiores</i> verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		R_{se} R_{si}
		0,13 0,13
<i>Particiones interiores</i> horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente (Techo)		0,10 0,10
<i>Particiones interiores</i> horizontales y flujo descendente (Suelo)		0,17 0,17

Figura 3.3 Resistencias térmicas particiones interiores.

Fuente: Código Técnico de la Edificación. DB-HE Ahorro de energía

Cada elemento que forma parte de la envolvente del edificio está compuesto por materiales y espesores diferentes, por lo que el coeficiente global de transferencia de calor varía en cada caso:

Cálculo del coeficiente global de transferencia térmica en muros

Los muros son elementos verticales de la envolvente de cada módulo y están en contacto con el exterior y el interior de la vivienda.

Las resistencias térmicas de convección son:

- Exterior: $\frac{1}{h_{ext}} = 0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$.
- Interior: $\frac{1}{h_{ext}} = 0.13 \text{ m}^2\text{K/W}$.

La composición de los muros es idéntica para todos los módulos. Los materiales que lo componen, así como su espesor, utilizados para calcular el coeficiente global de transferencia térmica, vienen dados por la siguiente tabla:

Material	Espesor (m)	Conductividad(W/mK)	Resistencia (m ² K/W)
Ladrillo métrico o catalán	0.26	0.553	0.47
Poliestireno expandido	0.07	0.07	2.41
Ladrillo métrico o catalán	0.26	0.553	0.47
Enlucido de yeso	0.02	0.57	0.04

Tabla 3.3: Resistencia térmica elementos muro. Fuente: África Directo

El muro está formado por dos capas de ladrillo métrico o catalán, entre las cuales hay una capa de aislante y en la parte del muro que está en contacto con el interior de la vivienda una capa de enlucido de yeso.

Por tanto, el coeficiente global de transferencia térmica de los muros es:

$$U = \frac{1}{0.04 + 0.47 + 2.41 + 0.47 + 0.04 + 0.13} = 0.28 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia térmica en suelos

Los suelos también son idénticos para todos los módulos. Están formados por siguientes materiales:

Material	Espesor (m)	Conductividad(W/mK)	Resistencia (m ² K/W)
Plaqueta o baldosa de gres	0.02	2.3	0.01
Hormigón armado $\rho > 2500$	0.3	2.5	0.12
Aislante F-Board	0.006	0.041	0.15
Hormigón en masa $2000 < \rho < 2300$	0.1	1.65	0.06
Arcilla expandida	0.15	0.148	1.01

Tabla 3.4: Resistencia térmica elementos suelo. Fuente: África Directo

La resistencia térmica total del suelo se calcula de la siguiente forma:

$$R_{TOTAL} = 0.01 + 0.12 + 0.15 + 0.06 + 1.01 = 1.35 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Dado que el suelo es un cerramiento en contacto con el terreno, para calcular el coeficiente global de transferencia de calor es necesario utilizar la siguiente tabla que nos proporciona el Código Técnico de la Edificación:

Tabla 3 Transmitancia térmica U_s en $W/m^2 \cdot K$

	R_a	D = 0.5 m					D = 1.0 m					D ≥ 1.5 m				
		R_a ($m^2 \cdot K / W$)					R_a ($m^2 \cdot K / W$)					R_a ($m^2 \cdot K / W$)				
B'	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
1	2,35	1,57	1,30	1,16	1,07	1,01	1,39	1,01	0,80	0,66	0,57	-	-	-	-	-
2	1,56	1,17	1,04	0,97	0,92	0,89	1,08	0,89	0,79	0,72	0,67	1,04	0,83	0,70	0,61	0,55
3	1,20	0,94	0,85	0,80	0,78	0,76	0,88	0,76	0,69	0,64	0,61	0,85	0,71	0,63	0,57	0,53
4	0,99	0,79	0,73	0,69	0,67	0,65	0,75	0,65	0,60	0,57	0,54	0,73	0,62	0,56	0,51	0,48
5	0,85	0,69	0,64	0,61	0,59	0,58	0,65	0,58	0,54	0,51	0,49	0,64	0,55	0,50	0,47	0,44
6	0,74	0,61	0,57	0,54	0,53	0,52	0,58	0,52	0,48	0,46	0,44	0,57	0,50	0,45	0,43	0,41
7	0,66	0,55	0,51	0,49	0,48	0,47	0,53	0,47	0,44	0,42	0,41	0,51	0,45	0,42	0,39	0,37
8	0,60	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43	0,48	0,43	0,41	0,39	0,38	0,47	0,42	0,38	0,36	0,35
9	0,55	0,46	0,43	0,42	0,41	0,40	0,44	0,40	0,38	0,36	0,35	0,43	0,39	0,36	0,34	0,33
10	0,51	0,43	0,40	0,39	0,38	0,37	0,41	0,37	0,35	0,34	0,33	0,40	0,36	0,34	0,32	0,31
12	0,44	0,38	0,36	0,34	0,34	0,33	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29	0,36	0,32	0,30	0,28	0,27
14	0,39	0,34	0,32	0,31	0,30	0,30	0,32	0,30	0,28	0,27	0,27	0,32	0,29	0,27	0,26	0,25
16	0,35	0,31	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,29	0,26	0,25	0,24	0,23
18	0,32	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25	0,27	0,25	0,24	0,23	0,22	0,27	0,24	0,23	0,22	0,21
≥20	0,30	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,25	0,22	0,21	0,20	0,20

Figura 3.4: Transmitancia térmica de suelos.

Fuente: Código Técnico de la Edificación. DB-HE Ahorro de energía.

Mediante su utilización podemos obtener el coeficiente de transferencia térmica del suelo a partir de la resistencia total del cerramiento, el término D y el término B'.

Según el CTE, en el caso de que el suelo tenga aislamiento continuo en toda la superficie, se utiliza $D \geq 1.5m$.

El término B' se calcula mediante la relación del área del suelo y su perímetro:

$$B' = \frac{2 * A}{P}$$

El término D se mantiene constante para el cálculo del coeficiente de transferencia térmica de cada módulo, pero el término B' varía en función del área y el perímetro de cada unidad del hospital.

Cálculo del coeficiente global de transferencia térmica en cubiertas

Los componentes de las cubiertas son idénticos para todos los módulos del hospital.

Están compuestas por un falso techo de escayola que separa el espacio habitable del espacio no habitable y posteriormente un tejado que lo separa del exterior.

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor a través de la cubierta se utiliza la siguiente expresión:

$$U = U_p * b$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor real (W/m^2K).
- U_p es el coeficiente global de transferencia de calor de la partición interior en contacto con el espacio no habitable (W/m^2K).
- b es el coeficiente de reducción de temperatura que se obtiene de la siguiente tabla.

A_{h-nh}/A_{nh-e}	Coeficiente de reducción de temperatura b					
	No aislado _{nh-e} -Aislado _{h-nh}		No aislado _{nh-e} -No aislado _{h-nh}		Aislado _{nh-e} -No aislado _{h-nh}	
	CASO 1	CASO 2	CASO 1	CASO 2	CASO 1	CASO 2
<0,25	0,99	1,00	0,94	0,97	0,91	0,96
0,25 ≤ 0,50	0,97	0,99	0,85	0,92	0,77	0,90
0,50 ≤ 0,75	0,96	0,98	0,77	0,87	0,67	0,84
0,75 ≤ 1,00	0,94	0,97	0,70	0,83	0,59	0,79
1,00 ≤ 1,25	0,92	0,96	0,65	0,79	0,53	0,74
1,25 ≤ 2,00	0,89	0,95	0,56	0,73	0,44	0,67
2,00 ≤ 2,50	0,86	0,93	0,48	0,66	0,36	0,59
2,50 ≤ 3,00	0,83	0,91	0,43	0,61	0,32	0,54
>3,00	0,81	0,90	0,39	0,57	0,28	0,50

Figura 3.5: Coeficiente de reducción de temperatura en espacio no habitable
Fuente: Código Técnico de la Edificación. DB-HE Ahorro de energía

Para la obtención del coeficiente b es necesario conocer la colocación del aislante en el cerramiento, así como la ventilación del espacio no habitable y la relación entre las áreas que separan el espacio habitable del no habitable y el espacio no habitable del exterior.

El aislante es uno de los componentes del tejado, por lo que está situado entre en espacio no habitable y el exterior, mientras que el espacio habitable y el no habitable están separados por un falso techo de escayola no aislado. Además, el espacio no habitable de todos los módulos está muy ventilado teniendo un nivel de estanqueidad de 4.

Por esto, para la obtención del coeficiente de reducción de temperatura (b), se utilizará el “CASO 2” de la columna “Aislado_{nh-e} – No aislado_{h-nh}”.

La relación entre las áreas que separan el espacio habitable del no habitable y el espacio no habitable del exterior varía en función del módulo analizado.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de la partición interior es necesario conocer las resistencias térmicas superficiales y la resistencia de cada elemento que forma el cerramiento

Las resistencias térmicas superficiales son:

- Exterior: $\frac{1}{h_{ext}} = 0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$
- Interior: $\frac{1}{h_{ext}} = 0.13 \text{ m}^2\text{K/W}$

La resistencia de cada elemento viene explicada en la siguiente tabla:

Material	Espesor (m)	Conductividad(W/mK)	Resistencia (m ² K/W)
chapa acero galvanizado	0.05	0.14	0.36
arena grava	0.1	2	0.05
Poliestireno extruido	0.1	0.034	2.94
Entrevigado cerámico	0.3	0.937	0.32
Enlucido de yeso	0.02	0.57	0.04

Tabla 3.5: Resistencia térmica elementos cubierta. Fuente: África Directo

Por tanto, el coeficiente global de transferencia térmica de la partición interior a través de la cubierta es:

$$U_p = \frac{1}{0.04 + 0.36 + 0.05 + 2.94 + 0.32 + 0.04 + 0.13} = 0.26 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia térmica en ventanas

Todas las ventanas que componen los cerramientos de cada módulo del hospital son iguales. Están formadas por un marco metálico y doble cristal con cámara de aire en su interior cuyo espesor nominal es de 6 mm.

El coeficiente global de transferencia de calor de las ventanas, obtenido de la Normativa Básica de la Edificación es:

$$U_{ventana} = 4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia térmica en puertas

Todas las puertas de cada módulo del hospital tienen las mismas dimensiones y son opacas y de madera.

Su coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_{puerta} = 3.5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3.3.1.2 Cargas térmicas por ventilación

Las cargas térmicas de ventilación surgen de la necesidad de renovar el aire interior de los módulos que forman el hospital para asegurar una calidad mínima del aire marcada por el RITE.

Se calcula como la cantidad de energía necesaria para que el aire que procede del exterior se caliente hasta alcanzar la temperatura interior de confort en invierno (22°C).

Las cargas térmicas de ventilación se componen de la carga sensible, que depende de la temperatura, y de la latente, que depende de la humedad.

Se calculan con las siguientes expresiones:

Carga sensible de renovación:

$$Q_{sensible} = V_{renov} * \rho * Cp * \Delta T$$

Donde:

- V_{renov} es el caudal de aire de ventilación exigido por el RITE (m^3/s).
- ρ es la densidad del aire (kg/m^3).
- Cp es el calor específico del aire (J/kgK)
- ΔT es el incremento entre la temperatura exterior y la interior de confort.

Carga latente de renovación:

$$Q_{latente} = V_{renov} * \rho * h_{fg} * \Delta w$$

Donde:

- V_{renov} es el caudal de aire de ventilación exigido por el RITE (m^3/s).
- ρ es la densidad del aire (kg/m^3).
- h_{fg} es la entalpía de cambio de fase del agua (J/kg).
- Δw es el incremento en la relación de humedad entre el exterior y el interior.

La entalpía de cambio de fase del agua (h_{fg}) toma un valor constante igual a 2501300 J/kg. La relación de humedad, tanto del interior como del exterior, se obtiene utilizando el diagrama psicrométrico del agua.

Para calcular el volumen de renovación de aire, se utilizan los caudales de aire exterior ($\text{dm}^3/\text{s} \cdot \text{persona}$) marcados por el RITE para conseguir la calidad de aire interior necesaria, en función del tipo de edificio:

Tabla 1.4.2.1 Caudales de aire exterior, en dm^3/s por persona	
Categoría	dm^3/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Tabla 3.7: Caudales aire exterior. Fuente: RITE

En función del tipo de edificio la categoría de calidad de aire interior (IDA) que es necesario alcanzar es la siguiente:

- IDA 1: aire de calidad óptima. Se requiere en hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías. En el caso de este proyecto deben alcanzar este nivel todos los módulos del hospital excepto las viviendas para personal, el convento, las cocinas y el almacén.
- IDA 2: aire de buena calidad. Requerido en residencias y oficinas entre otros. Las residencias del hospital, así como el módulo de administración deben alcanzar dicha categoría de calidad de aire.
- IDA 3: aire de calidad media. Requerido en restaurantes y otros edificios comerciales. Esta categoría se aplica a las cocinas del hospital.
- IDA 4: aire de baja calidad. Se considera que a ningún módulo del hospital le corresponde esta categoría.

Para calcular el caudal de ventilación es necesario conocer la ocupación de cada módulo, descrita a continuación:

- Vivienda para personal (tipo 1): 4 personas.
- Vivienda para personal (tipo 2): 6 personas.
- Vivienda para invitados: 4 personas.
- Convento: 10 personas.
- Unidad de maternidad: 30 personas.
- Unidad de tratamiento de hombres y mujeres: 30 personas.

- Unidad de pediatría: 25 personas.
- Módulo de administración y almacén: 3 personas.
- Laboratorio: 5 personas.
- Unidad de tratamiento contra el Sida: 25 personas.
- Centro de desnutridos: 15 personas.
- Unidad de aislamiento: 16 personas.
- Unidad de vacunación: 10 personas.
- Cocina: 4 personas.

Para asegurar una correcta ventilación del hospital se considera un índice de ocupación del 100%.

De este modo, la expresión para calcular el caudal de ventilación es:

$$V_{renov} = C_{ventilación} * n^o \text{ personas} * \frac{1}{1000}$$

Donde:

- $C_{ventilación}$ es el caudal de ventilación proporcionado por el RITE ($\text{dm}^3/\text{s} \cdot \text{persona}$).

3.3.1.2 Cargas térmicas por infiltración

La carga térmica de las infiltraciones se debe a la pérdida de calor por las infiltraciones de aire a través de la envolvente.

Las expresiones para calcularla son idénticas a las del cálculo de las cargas de ventilación, pero en este caso resulta muy laborioso calcular el volumen de aire de infiltración.

Debido a esto, se simplifican los cálculos suponiendo que la carga térmica de infiltración es un 20% de la carga térmica de ventilación.

3.3.1.3 Cargas totales de calefacción

Las cargas de calefacción se calculan de forma independiente para cada módulo debido a que cada uno tiene una orientación y unas características estructurales independientes tales como el área de los cerramientos.

A continuación se describen la potencia térmica de calefacción mensual que se debe satisfacer en cada módulo, en kW:

	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep
Vivienda personal 1	1.57	1.86	2.10	2.11	1.93	1.46
Vivienda personal 2	2.40	2.86	3.25	3.26	2.99	2.27
Edificio invitados	1.94	2.39	2.75	2.77	2.55	1.95
Convento	4.79	5.90	6.77	6.81	6.28	4.79
Unidad de maternidad	12.74	13.72	14.84	14.64	13.14	9.78
Unidad de hombres y mujeres	12.48	13.25	14.40	14.19	12.71	9.45
Unidad de pediatría	10.22	10.77	11.68	11.50	10.28	7.63
Administración	1.83	2.33	2.71	2.73	2.53	1.94
Laboratorio	3.43	4.14	4.72	4.74	4.35	3.31
Unidad de tratamiento contra sida	11.02	11.93	13.07	12.91	11.62	8.67
Unidad de desnutridos	3.49	4.98	5.98	6.12	5.75	4.47
Unidad de aislamiento	7.14	7.76	8.52	8.42	7.58	5.66
Unidad de vacunación	4.80	5.34	5.91	5.96	5.30	3.98
Cocina	1.11	1.34	1.53	1.54	1.41	10.8

Tabla 3.8: Cargas térmicas de calefacción por módulo

A modo de resumen, a continuación se describe la potencia térmica total de calefacción del hospital por meses acompañada de un gráfico ilustrativo:

Mes	Potencia (kW)
Abril	78.96
Mayo	88.47
Junio	98.23
Julio	97.60
Agosto	88.41
Septiembre	66.44

Tabla 3.9: Potencia total de calefacción por meses

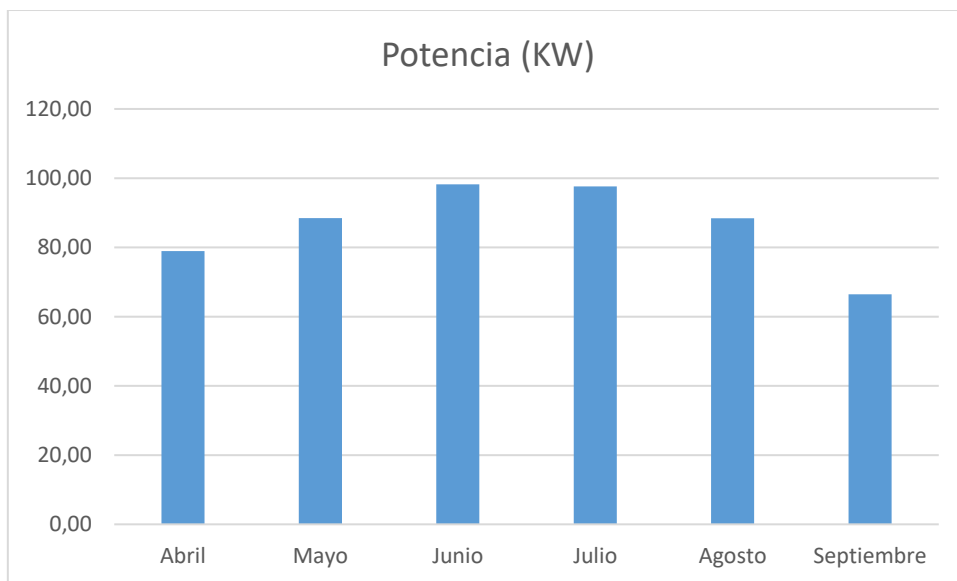


Figura 3.6: Potencia total de calefacción por meses

3.3.2 Cargas térmicas de refrigeración

El sistema de refrigeración está en funcionamiento los meses en los que la temperatura exterior es mayor que la temperatura de confort interior exigida por el RITE.

Para diseñar la instalación de la forma más conservadora posible se realizan los cálculos para la media de las temperaturas máximas registradas en los meses de verano:

MES	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar
T (°C)	29.9	30	27.3	26.7	26.5	26.6

Tabla 3.10: Temperaturas medias en verano. Fuente: Tutiempo.net

Durante el verano la temperatura de confort del interior de cada edificio es 24°C y la humedad relativa 55%. Por lo tanto, el incremento de temperatura que se utiliza para el cálculo de cargas térmicas es el siguiente:

Mes	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar
T max media	29.9	30	27.3	26.7	26.5	26.6
ΔT	5.9	6	3.3°	2.7	2.5	2.6

Tabla 3.11: Incremento de temperatura entre el interior y el exterior.

3.3.2.1 Cargas térmicas por transmisión

El cálculo de cargas térmicas por transmisión hace referencia a la ganancia de calor por transmisión a través de la envolvente del edificio durante los meses de verano. Se producen ganancias por transmisión a través de los siguientes elementos de cada módulo:

- Muros
- Suelo
- Cubierta
- Ventanas
- Puertas

El cálculo de las cargas de transmisión viene dado por la siguiente expresión:

$$Q = A * U * \Delta T_e$$

Donde:

- Q es la carga térmica de transmisión medida en vatios (W).
- A es el área de la superficie a través de la cual se produce la pérdida de calor (m²).
- U es el coeficiente global de transferencia de calor de cada elemento de la envolvente (W/m²).
- ΔT_e es el incremento de temperatura entre el exterior y la interior de confort, calculado en el apartado anterior.

En verano se produce el efecto de inercia térmica, un aumento de la temperatura de la envolvente de los edificios debido a la radiación solar, que afecta al cálculo de cargas térmicas por transmisión. Por ello se utiliza un ΔT_e en el que se considera el almacenamiento de calor y la radiación solar. Los valores de ΔT_e varían en función del mes, la temperatura interior y exterior y la orientación. Se obtienen del “Manual de aire acondicionado de Carrier”.

Las áreas, los componentes de los cerramientos y otras características de la envolvente se mantienen constantes en invierno y en verano. Sin embargo, el flujo de calor a través de la envolvente cambia de sentido, por lo que las resistencias térmicas superficiales varían. Esto se traduce en ligeros cambios en los coeficientes globales de transferencia de calor.

3.3.2.2 Cargas térmicas por ventilación

Las cargas térmicas de ventilación surgen de la necesidad de renovar el aire interior de los módulos que forman el hospital para asegurar una calidad mínima del aire marcada por el RITE.

Se calcula como la cantidad de energía necesaria para que el aire que procede del exterior se enfríe hasta alcanzar la temperatura interior de confort en verano (24°C).

Las cargas térmicas de ventilación se componen de la carga sensible, que depende de la temperatura, y de la latente, que depende de la humedad.

Se calculan con las siguientes expresiones:

Carga sensible de renovación:

$$Q_{sensible} = V_{renov} * \rho * Cp * \Delta T$$

Donde:

- V_{renov} es el caudal de aire de ventilación exigido por el RITE (m³/s).
- ρ es la densidad del aire (kg/m³).
- Cp es el calor específico del aire (J/kgK)
- ΔT es el incremento entre la temperatura exterior y la interior de confort.

Carga latente de renovación:

$$Q_{latente} = V_{renov} * \rho * h_{fg} * \Delta w$$

Donde:

- V_{renov} es el caudal de aire de ventilación exigido por el RITE (m³/s).
- ρ es la densidad del aire (kg/m³).
- h_{fg} es la entalpía de cambio de fase del agua (J/kg).
- Δw es el incremento en la relación de humedad entre el exterior y el interior.

La entalpía de cambio de fase del agua (h_{fg}) toma un valor constante igual a 2501300 J/kg. La relación de humedad, tanto del interior como del exterior, se obtiene utilizando el diagrama psicrométrico del agua.

Los cálculos de las cargas térmicas de ventilación en verano se calculan del mismo modo que en invierno, siendo los incrementos de temperatura y de relación de humedad entre el interior y exterior los únicos parámetros que varían.

3.3.2.3 Cargas térmicas por infiltración

La carga térmica de las infiltraciones se debe a la ganancia de calor por las infiltraciones de aire a través de la envolvente.

Las expresiones para calcularla son idénticas a las del cálculo de las cargas de ventilación, pero en este caso resulta muy laborioso calcular el volumen de aire de infiltración.

Debido a esto, se simplifican los cálculos suponiendo que la carga térmica de infiltración es un 20% de la carga térmica de ventilación.

3.3.2.4 Cargas térmicas por radiación solar

La radiación solar incidente a través del vidrio de las ventanas supone un aumento de la temperatura del interior de la vivienda, es decir, una ganancia térmica que es necesario tener en cuenta para calcular la demanda de refrigeración.

La carga térmica por radiación solar se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{\text{radiación}} = I * A * f$$

Donde:

- I es la radiación incidente a través del cristal (W/m^2).
- A es la superficie del cristal (m^2).
- f es un factor de corrección.

Todas las ventanas del hospital están constituidas por doble cristal de vidrio y equipadas con persianas venecianas de madera colocadas en posición horizontal, además de cortinas en su interior. Cada elemento tiene su aporte al factor de corrección:

Elemento	f
Doble cristal de vidrio	0.9
Persianas venecianas	0.9
Cortinas interiores	0.6

Tabla 3.13: factor de corrección sombra. Fuente: Apuntes Calor y Frío Industrial UC3M

Calculándose el factor de corrección de la siguiente forma:

$$f = 0.9 * 0.9 * 0.6 = 0.486$$

La radiación máxima por metro cuadrado de superficie acristalada se obtiene a las 12 horas solares.

La situación geográfica del hospital en el hemisferio sur, hace que la radiación a las 12 horas solares incida por las caras este y norte, por lo que se tiene en cuenta la superficie acristalada de las ventanas situadas en esas direcciones cardinales.

3.3.2.5 Cargas térmicas por iluminación

Las cargas por iluminación también suponen un aumento de la temperatura interior de cada módulo, por lo que es necesario tenerlas en cuenta para calcular la demanda de refrigeración.

Se considera que todos los módulos tienen una densidad térmica de iluminación constante e igual a 20 W/m².

De este modo, la carga térmica por iluminación se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_{iluminación} = densidad\ iluminación * A$$

Donde:

- A es la superficie útil de cada módulo (m²).

3.3.2.6 Cargas térmicas por ocupantes

Las cargas térmicas debidas a los ocupantes también contribuyen en la demanda de refrigeración y tienen un componente latente y otro sensible.

Se calculan mediante la siguiente expresión:

$$Q_{ocupantes} = (Q_{sensible} + Q_{latente}) * N * f$$

Donde:

- $Q_{sensible}$ se considera constante y toma el valor de 78 W/persona.
- $Q_{latente}$ se considera constante y toma el valor de 46 W/persona.
- N es el número de personas que ocupan cada módulo.
- f es un factor de corrección

El factor de corrección se utiliza, suponiendo que todos los ocupantes de cada módulo no se van a encontrar al mismo tiempo en su interior. Es constante e igual a 0.75.

3.3.2.7 Cargas térmicas por equipos electrónicos

En alguno de los módulos se tienen en cuenta la carga térmica debida a los equipos electrónicos, calculada mediante la siguiente expresión:

$$Q_{equipos} = \rho_{pot_equipos} * A$$

Donde:

- $\rho_{pot_equipos}$ es la densidad de potencia térmica por metro cuadrado (W/m²).
- A es la superficie útil de cada módulo (m²).

La densidad de potencia calorífica por unidad de superficie debida a los equipos no es constante para todos los módulos y se describe en la siguiente tabla:

Módulo	Potencia (W/m ²)
Vivienda de personal 1	0
Vivienda de personal 2	0
Vivienda para invitados	0
Convento	0
Unidad de Maternidad	15
Unidad de Hom&Muj	15
Unidad de Pedriatría	15
Administración	5
Laboratorio	15
Centro tratamiento sida	15
Centro de desnutridos	15
Cocina	15
Unidad de aislamiento	15
Unidad de vacunación	15

Tabla 3.14: Densidad de potencia por equipos electrónicos. Fuente: África Directo

3.3.2.8 Cargas totales de refrigeración

Las cargas de refrigeración se calculan de forma independiente para cada módulo debido a que cada uno tiene una orientación y unas características estructurales independientes tales como el área de los cerramientos.

A continuación se describen la potencia térmica de refrigeración mensual en kW que se debe satisfacer en cada módulo:

	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar
Vivienda personal 1	2.94	3.23	3.12	3.42	3.31	3.30
Vivienda personal 2	4.42	5.17	5.13	5.55	5.35	5.34
Edificio invitados	4.31	4.59	4.27	4.56	4.41	4.44
Convento	13.04	13.76	13.13	13.85	13.47	13.53
Unidad de maternidad	19.03	22.60	25.49	29.14	27.84	27.43
Unidad de hombres y mujeres	17.10	20.67	23.64	27.34	26.05	25.63
Unidad de pediatría	13.05	16.03	18.70	21.75	20.69	20.31
Administración	6.03	6.24	5.79	6	5.87	5.92
Laboratorio	10.61	11.17	10.72	11.34	11.04	11.1
Unidad de tratamiento contra sida	19.68	22.68	25.11	28.08	27.01	26.63
Unidad de desnutridos	7.57	9.35	10.86	12.70	12.06	11.85
Unidad de aislamiento	11.82	13.71	14.99	16.94	16.22	16.04
Unidad de vacunación	8.23	9.41	10	11.22	10.75	10.66
Cocina	2.78	2.95	2.70	2.92	2.82	2.86

Tabla 3.15: Cargas térmicas de refrigeración por módulo.

A modo de resumen, a continuación se describe la potencia térmica total de refrigeración del hospital por meses acompañada de un gráfico ilustrativo:

Mes	Potencia (kW)
Octubre	142.33
Noviembre	163.15
Diciembre	175.44
Enero	196.77
Febrero	188.70
Marzo	186.90

Tabla 3.16: Potencia total de refrigeración por meses

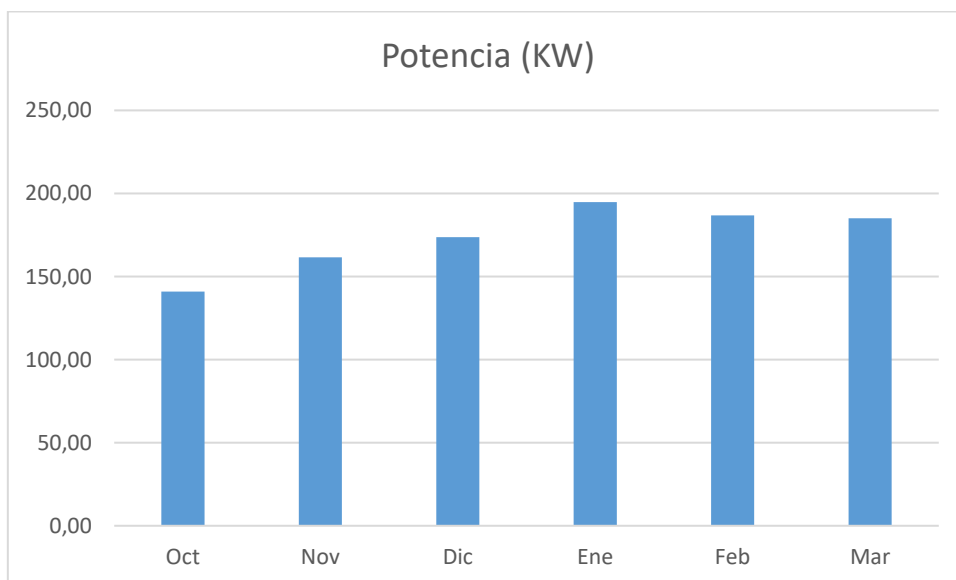


Figura 3.8: Cargas totales de refrigeración

Aunque era de esperar que la mayor carga térmica de refrigeración fuese necesaria en noviembre por ser el mes más cálido, se observa en el gráfico que la mayor carga se da en enero. Esto es debido a que durante este mes aumentan notablemente las precipitaciones y, consecuentemente la humedad relativa. Al aumentar la humedad relativa aumenta también el calor latente de renovación.

4. Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria

4.1 Metodología seguida para el cálculo

Los cálculos de la demanda de agua caliente sanitaria se realizan de forma independiente para cada módulo. El Código Técnico de Edificación exige un caudal mínimo que varía en función del tipo de edificio:

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

Figura 4.1: Demanda de ACS en función del edificio. Fuente: Código Técnico de Edificación

Para el cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria se hace una división entre los distintos tipos de edificios que componen el complejo hospitalario:

- Viviendas:

Se utilizan 30 litros por persona y día. Los módulos que se consideran viviendas son los siguientes:

- Vivienda para personal tipo 1
- Vivienda para personal tipo 2
- Vivienda para invitados
- Convento
- Cocina

- Hospitales:

En los siguientes módulos, considerados hospitales, se utilizan 55 litros por cama y día:

- Unidad de maternidad
- Unidad de tratamiento de hombres y mujeres
- Unidad de pediatría
- Centro de tratamiento contra el sida
- Centro de tratamiento de desnutridos
- Unidad de aislamiento
- Unidad de vacunación

- Administrativos:

Se consideran edificios de tipo administrativo el módulo de administración y almacén, para el que se exige un caudal de 3 litros por persona y día.

El cálculo de caudal diario de cada módulo se realiza del siguiente modo:

- Para los módulos considerados viviendas y administrativos:

$$Q_{diario} = Q_{CTE} * N$$

Donde:

- Q_{RITE} es el caudal mínimo exigido por CTE (l/persona*día).
- N es el número de personas que ocupan cada módulo.

- Para los módulos considerados hospitales:

$$Q_{diario} = Q_{CTE} * N$$

Donde:

- Q_{RITE} es el caudal mínimo exigido por CTE (l/cama*día).
- N es el número de camas que hay en cada módulo.

Para calcular la demanda mensual:

$$Q_{mensual} = Q_{diario} * N$$

Donde:

- N es el número de días que tiene cada mes.

Una vez obtenido el caudal mensual de cada módulo se calcula la potencia necesaria para poder satisfacer la demanda:

$$Q = Q_{mensual} * \Delta T * \rho * C_p$$

Donde:

- $Q_{mensual}$ es el caudal mensual (l/mes).
- ΔT es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de red del agua y la temperatura del ACS (60°C).
- ρ es la densidad del agua. Constante y toma el valor de 1 kg/l.
- C_p calor específico del agua. Constante y toma el valor de 4.18 kJ/kgK.

4.2 Demanda mensual de ACS

La siguiente tabla muestra el cálculo de la demanda energética en kW para satisfacer la demanda de ACS durante los meses de verano:

	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar
Vivienda personal 1	0.28	0.26	0.28	0.28	0.26	0.29
Vivienda personal 2	0.41	0.39	0.42	0.42	0.39	0.44
Edificio invitados	0.28	0.26	0.28	0.28	0.26	0.29
Convento	0.69	0.65	0.7	0.7	0.65	0.73
Unidad de maternidad	3.16	2.99	3.23	3.23	2.98	3.37
Unidad de hombres y mujeres	3.16	2.99	3.23	3.23	2.98	3.37
Unidad de pediatría	2.53	2.39	2.58	2.58	2.38	2.69
Administración	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
Laboratorio	0.17	0.16	0.18	0.18	0.16	0.18
Unidad de tratamiento contra sida	2.53	2.39	2.58	2.58	2.38	2.69
Unidad de desnutridos	1.26	1.20	1.29	1.29	1.19	1.35
Unidad de aislamiento	1.52	1.44	1.55	1.55	1.43	1.62
Unidad de vacunación	0.76	0.72	0.78	0.78	0.72	0.81
Cocina	0.28	0.26	0.28	0.28	0.26	0.29

Tabla 4.1: Demanda térmica de ACS por módulo durante los meses de verano

La siguiente tabla muestra el cálculo de la demanda energética en kW para satisfacer la demanda de ACS durante los meses de invierno:

	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep
Vivienda personal 1	0.29	0.31	0.30	0.31	0.31	0.28
Vivienda personal 2	0.44	0.46	0.44	0.47	0.46	0.42
Edificio invitados	0.29	0.31	0.30	0.31	0.31	0.28
Convento	0.73	0.76	0.74	0.78	0.76	0.70
Unidad de maternidad	3.37	3.51	3.39	3.57	3.51	3.19
Unidad de hombres y mujeres	3.37	3.51	3.39	3.57	3.51	3.19
Unidad de pediatría	2.66	2.8	2.71	2.86	2.8	2.55
Administración	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
Laboratorio	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.17
Unidad de tratamiento contra sida	2.66	2.8	2.71	2.86	2.8	2.55
Unidad de desnutridos	1.33	1.40	1.36	1.43	1.40	1.28
Unidad de aislamiento	1.60	1.68	1.63	1.72	1.68	1.53
Unidad de vacunación	0.80	0.84	0.81	0.86	0.84	0.77
Cocina	0.29	0.31	0.30	0.31	0.31	0.28

Tabla 4.2: Demanda térmica de ACS por módulo durante los meses de verano

En el siguiente gráfico se observa la demanda total en kW, resultado de la suma de la demanda de cada módulo, por meses:

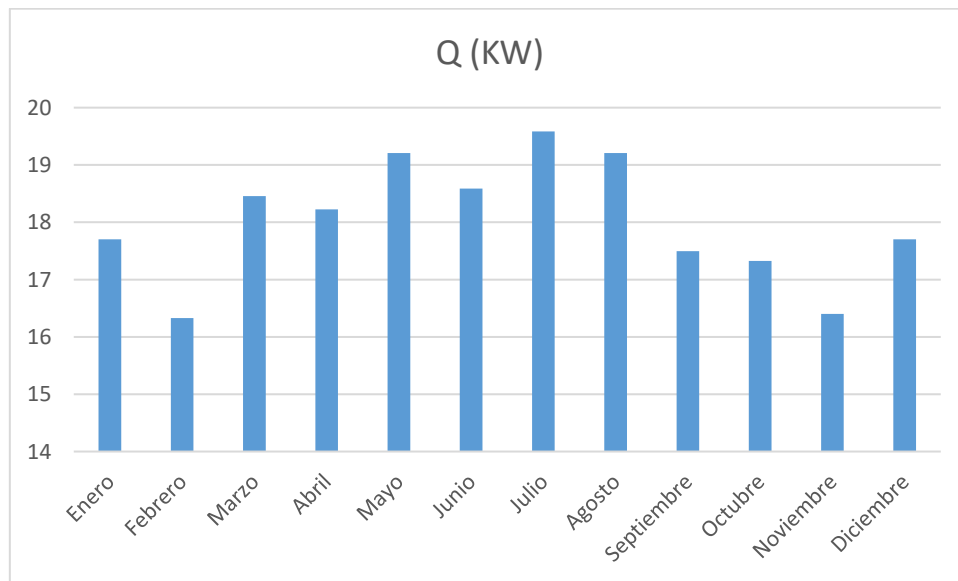


Figura 4.2: Demanda total de ACS

5. Instalación solar multipropósito

5.1 Introducción

Se considera que el tipo de instalación que más se adecua a la distribución y características del hospital, es una instalación centralizada. Los captadores solares y el resto de elementos comunes como los tanques de acumulación o sistemas auxiliares de energía se sitúan en la parte central del hospital y se distribuye la energía a cada módulo.

5.2 Descripción de la instalación

La instalación elegida para aclimatar el hospital y satisfacer su demanda de agua caliente sanitaria, es una instalación solar multipropósito. Esto implica que la energía obtenida por los captadores solares será utilizada para el conjunto de la instalación y no solo para satisfacer la demanda de ACS.

Se requiere el emplazamiento de los siguientes sistemas para el correcto funcionamiento de la instalación: [8]

- Sistema de captación solar
- Sistema de acumulación
- Sistema de circulación
- Sistema de intercambio
- Sistema de ACS
- Sistema de calefacción
- Sistema de refrigeración
- Sistema auxiliar de energía

5.3 Sistema de captación solar

El elemento principal del sistema de captación solar son los colectores o captadores solares. Generalmente, en este tipo de instalaciones se utilizan colectores solares planos.

Los captadores absorben la radiación solar y la transmiten a un fluido que recorre su interior. Su funcionamiento se basa en el conocido efecto invernadero. El vidrio de su cubierta deja pasar ciertas longitudes de onda como la luz visible y hace las veces de filtro con las ondas infrarrojas de mayor longitud de onda. La luz visible que atraviesa el vidrio calienta la placa colectora, que comienza a emitir radiación infrarroja. Dicha radiación infrarroja topa con la cubierta de vidrio en su camino hacia el exterior, rebotando y aumentando la temperatura del colector. El fluido caloportador que circula por dentro del colector absorbe y transporta dicha energía.

Los colectores planos están formados por los siguientes componentes:

- **Cubierta:**
Elemento colocado en la parte superior que proporciona un cierre hermético del colector y así evitar pérdidas por convección. Es transparente para permitir el paso de la luz visible a través de su superficie.
- **Serpentín:**
Circuito hidráulico que recorre el interior del colector y a través del cual fluye el fluido caloportador encargado de absorber la energía captada por el colector.
- **Absorbedor:**
Superficie plana constituida principalmente por cobre adherida al serpentín. Este componente se encarga de absorber la radiación solar y transmitirla por conducción al serpentín y, a su vez, al fluido de trabajo.
- **Aislante:**
Capa de aislante sobre la que está depositado el serpentín e impide pérdidas por conducción hacia el exterior del colector. Es necesario utilizar un aislante capaz de resistir y mantener sus propiedades cuando se trabaja a altas temperaturas.
- **Carcasa:**
Cierra y protege el colector de las condiciones exteriores. Debe mantener los componentes del colector sujetos de forma compacta pero permitiendo sus dilataciones.

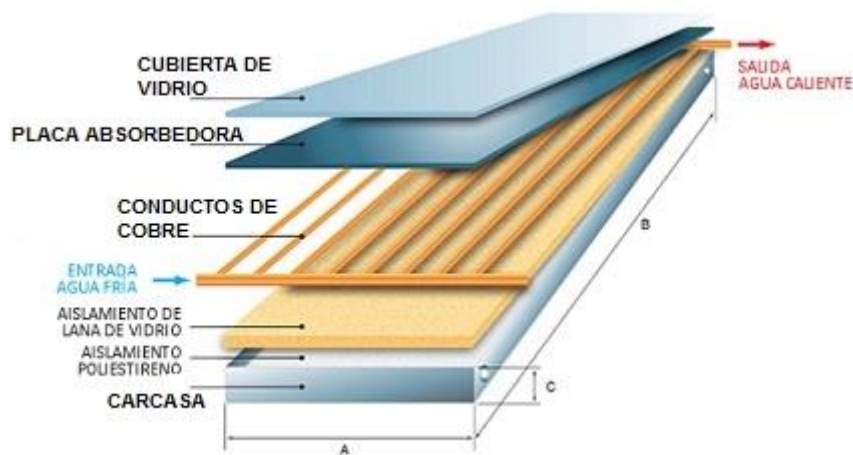


Figura 5.1: Esquema de colector solar plano. Fuente: Gamesa [9]

5.4 Sistema de acumulación

Para que la instalación satisfaga toda la demanda energética es indispensable la colocación de tanques de acumulación. La función de estos tanques o acumuladores es almacenar energía en forma de agua caliente y así poder desacoplar la producción y el consumo de energía.

Para la elección de los tanques se tiene en cuenta que las pérdidas de los acumuladores sean mínimas y se consiga una buena estratificación en su interior, que consiste en una diferencia de temperaturas entre la parte superior e inferior de los depósitos.

Los acumuladores utilizados tienen una disposición vertical. Debido a esto, y gracias a la estratificación, el agua caliente se mantiene en la parte superior, siendo esta la que se deriva hacia los módulos del hospital para su consumo, mientras que el agua a menor temperatura se mantiene en la parte inferior y se deriva hacia los intercambiadores de calor del colector para captar energía térmica. De este modo se maximiza el rendimiento de los acumuladores.

En resumen, algunas de las características principales de los tanques de acumulación son:

- Disposición vertical. La relación entre la altura y el diámetro debe favorecer la estratificación y se debe minimizar la relación entre el área y el volumen para reducir las pérdidas por conducción y convección con el exterior. Para minimizar dichas pérdidas se recubrirán los acumuladores con aislante.
- Para maximizar la eficiencia, las tuberías que muevan el agua caliente se disponen en la parte superior, mientras que por las que fluye agua a menor temperatura se colocan en la parte inferior de los tanques.

5.5 Sistema de circulación

El sistema de circulación o distribución es una parte esencial de la instalación. Está formado por el conjunto de elementos que se encargan de distribuir los fluidos de trabajo a lo largo de toda la instalación, para que se produzcan los intercambios de calor y la energía llegue a los puntos donde se demanda.

Los elementos principales del sistema de distribución son:

- Tuberías de cobre y recubiertas de aislante para reducir las pérdidas. Deben soportar las temperaturas y presiones que alcanzan los fluidos.
- Válvulas que regulan el paso de cada fluido para controlar la comunicación entre los distintos elementos del sistema.
- Bombas para dar presión a los fluidos de trabajo y conseguir distribuirlos por toda la instalación compensando las pérdidas en las tuberías.

- Vasos de expansión que se utilizan para acumular el fluido sobrante en circuitos cerrados cuando, al calentarse, se expande.

5.6 Sistema de intercambio de calor

Mediante los intercambiadores de calor, distribuidos a lo largo de la instalación se consigue un intercambio de energía térmica entre fluidos, sin que estos se mezclen.

En la instalación de este proyecto se utilizan intercambiadores para transmitir energía entre los colectores y el agua de los tanques de acumulación, así como en las unidades terminales de cada módulo para asegurar un correcto funcionamiento de los sistemas de calefacción y refrigeración.

El tipo de intercambiadores utilizados son:

- En los casos en los que el intercambiador actúe con dos fluidos líquidos, se utilizará un intercambiador de placas, cuyo tamaño puede ser regulado en función del caudal que los atraviesa.
- Si el intercambio se produce entre agua y aire se utilizarán intercambiadores FAN-COIL, tal y como ocurre en los módulos.

5.7 Sistema de ACS

El agua utilizada para el consumo debe ser independiente de la utilizada en la instalación solar para asegurar las condiciones higiénicas y sanitarias marcadas por el RITE y el CTE.

La instalación de agua caliente sanitaria funciona del siguiente modo:

- Mediante un intercambiador de calor se produce una transmisión de energía térmica entre el agua procedente del tanque de acumulación principal y el agua procedente de la red de abastecimiento.
- El agua procedente de la red de abastecimiento, después de calentarse a su paso a través del intercambiador de calor se almacena en un tanque para su posterior distribución a los puntos de consumo.
- En el punto de consumo, la temperatura del agua debe alcanzar 60 °C. Para asegurar que se alcanza dicha temperatura, la instalación cuenta con un sistema auxiliar de energía que calentaría el fluido hasta la temperatura requerida.
- Para que el agua fluya por la instalación se utilizan bombas.

5.8 Sistema de calefacción

La primera solución planteada para resolver el problema de climatización de los módulos del hospital era utilizar una instalación común para calefacción y refrigeración que pudiese funcionar para calentar o enfriar los edificios utilizando una válvula de 4 vías.

Esta instalación suponía un gran ahorro en costes de elementos y mano de obra. Sin embargo, para que esta solución sea factible, las cargas de calefacción y refrigeración deben ser similares para cada módulo y, tal y como se muestra en el apartado de cálculo de cargas térmicas, hay diferencias notables.

Por tanto, se decide utilizar el sistema de calefacción más recomendado cuando se trabaja con colectores solares, el suelo radiante. Este sistema se basa en instalar unos tubos de polietileno debajo del pavimento del suelo y hacer circular por ellos agua caliente. Dicha agua caliente transmite energía térmica al suelo de los módulos del hospital que aumenta la temperatura interior de cada estancia.

Los tubos se instalan entre 3 y 5 cm por debajo de la superficie del pavimento y debe haber una separación entre ellos que oscile entre 7 y 30 cm, en función de la carga térmica de calefacción que sea necesaria aportar.

La ventaja principal de este sistema es el ahorro energético que conlleva. Para mantener una estancia a 22°C el agua que recorre los tubos debe alcanzar 40°C aproximadamente. En cambio, con los radiadores convencionales, para mantener esa temperatura interior es necesario elevar la temperatura que los recorre a 80°C. Esta diferencia de temperaturas se traduce en un ahorro energético y en una reducción de emisiones.

Otras ventajas de la utilización del suelo radiante son:

- No hay elementos colocados por encima de la superficie del suelo, por lo que se puede aprovechar toda la superficie de las estancias y no se altera la estética.
- La distribución de temperaturas interiores contribuyen al confort, ya que la temperatura es ligeramente superior al nivel de los pies que al nivel de la cabeza.
- Se consigue una distribución de temperaturas uniforme en toda la estancia.
- Los tubos no sufren corrosión y son compatibles con cualquier tipo de materiales que formen el suelo.
- No es peligroso ya que los tubos no tienen empalmes, sino que es un mismo tubo que comienza y termina en un colector de agua.

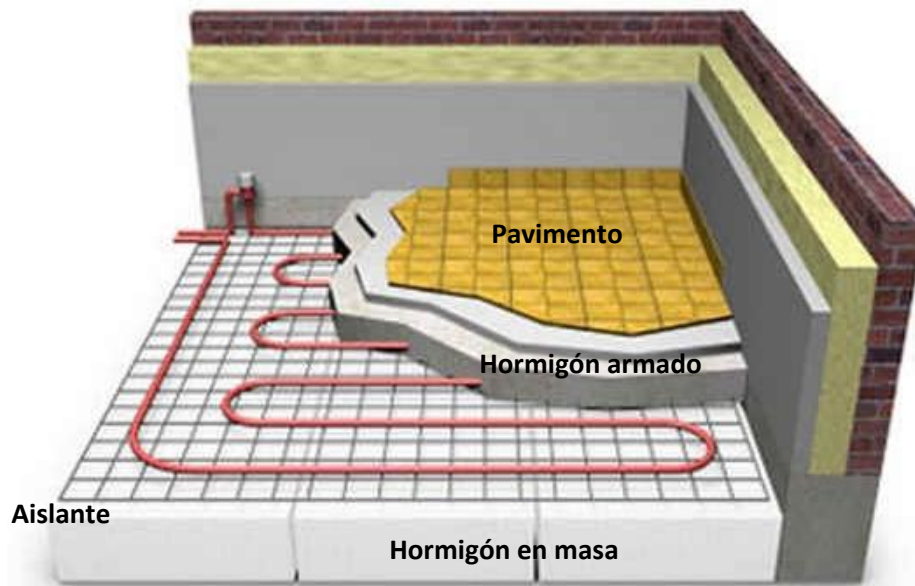


Figura 5.2: Esquema de suelo radiante. [10]

Este es un esquema de la distribución del suelo radiante, colocado entre el hormigón armado y el aislante, que evita que el calor que aporta el sistema de calefacción se pierda en el terreno.

5.9 Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración elegido se basa en una máquina de absorción. Este sistema, aunque tenga un coeficiente de operación (COP) limitado, es capaz de funcionar con fluidos a temperaturas no muy altas como los que provienen de los captadores solares o de calores residuales.

La refrigeración mediante una máquina de absorción funciona de forma similar a una máquina de compresión mecánica. La principal diferencia es que en vez de utilizar un compresor mecánico, la máquina de absorción utiliza un compresor térmico.

El ciclo utilizado en este sistema es el formado por agua y bromuro de litio para conseguir una eficiencia máxima. El agua, utilizada como refrigerante, se evapora en el evaporador absorbiendo calor de la estancia a refrigerar. Tras el evaporador, el vapor de agua alcanza el absorbedor, donde es absorbido por la disolución concentrada. En esta absorción se produce una emisión de calor y la solución de bromuro en agua se bombea hasta el generador, donde, mediante un aporte de calor, se consigue separar parte del agua. El agua pasa al condensador, donde cede calor al exterior, y la disolución concentrada vuelve al absorbedor para volver a realizar el ciclo.

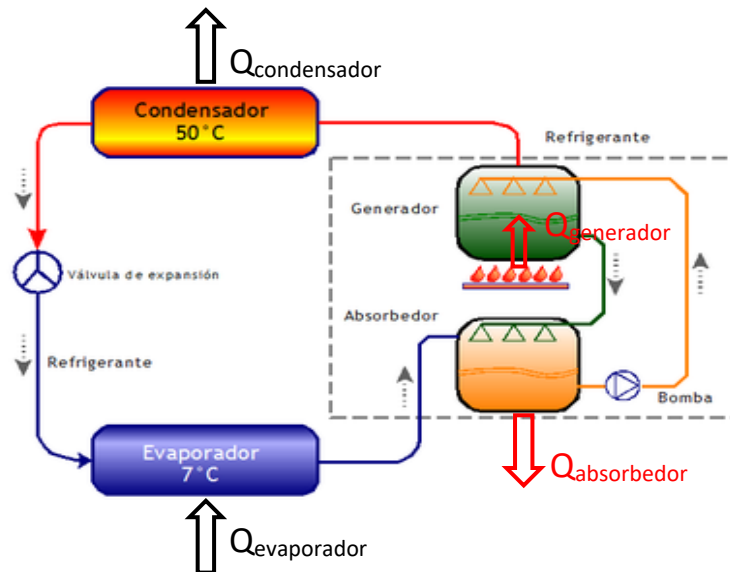


Figura 5.3: Esquema de refrigeración por absorción. Fuente: Yazaki [21]

En este esquema se representa el ciclo de refrigeración que utiliza la máquina de absorción. Se producen los siguientes intercambios de calor:

- El agua absorbe calor de la estancia a refrigerar en el evaporador y se evapora.
- En el absorbedor se emite calor.
- En el generador es necesario un aporte de calor para separar el agua. Este aporte de calor proviene de la instalación solar y es explicado detalladamente en epígrafes sucesivos.
- En el condensador se emite calor y el fluido se condensa

La distribución de frío a lo largo de los módulos del hospital se realiza a través de rendijas.

5.10 Sistema auxiliar de energía

Las instalaciones cuya fuente de energía sea un recurso que no se puede garantizar a nivel constante necesitan un sistema auxiliar de energía. Este sistema garantiza la satisfacción de la demanda de agua caliente sanitaria y climatización del hospital en el caso de que no se pueda satisfacer mediante la radiación solar o haya alguna avería.

A continuación se describe el sistema auxiliar de energía utilizado en función del tipo de instalación:

- El sistema de agua caliente sanitaria recibe apoyo de un sistema auxiliar instalado en serie, que es el encargado de calentar, mediante una caldera, el agua que sale del tanque de almacenamiento hasta la temperatura de servicio, en el caso de que el calor aportado mediante la instalación solar no haya sido suficiente. En el caso de que la temperatura del agua alcance 60°C se utiliza un bypass que la dirige directamente a los puntos de consumo sin pasar por la caldera.
- Los sistemas de climatización (calefacción y refrigeración) reciben apoyo de un sistema auxiliar instalado en paralelo. En este sistema, la caldera se encarga de elevar la temperatura de retorno, es decir, la temperatura del agua después de recorrer el suelo radiante o el generador de la máquina de absorción. Si la temperatura de retorno es lo suficientemente alta, la caldera no interviene. En cambio, si es necesario elevar la temperatura, el agua es dirigida hacia la caldera mediante una válvula de 3 vías donde se calienta.

6. Colector solar plano

6.1 Introducción

Los colectores solares forman parte del sistema de captación, que se encarga de abastecer energéticamente la instalación.

Tras un análisis de las posibilidades del mercado, se elige el colector plano 5000ST de la marca Gamesa, ya que alcanza un rendimiento del 95% [9]. Las características técnicas de dicho colector se adjuntan en el apartado de anexos.

Para realizar un correcto dimensionado de la instalación es necesario tener en cuenta las pérdidas térmicas que se producen en los colectores solares, explicadas en el presente apartado.

6.2 Cálculo de las resistencias térmicas en el colector solar plano

En el siguiente gráfico se representan las resistencias térmicas que tiene un colector:

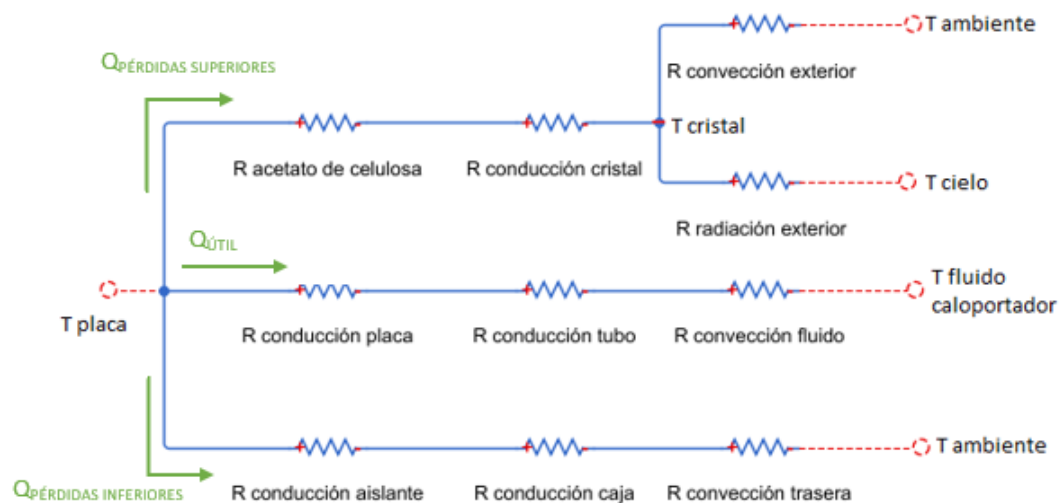


Figura 6.1: Esquema de las resistencias de un colector

En la rama superior están representadas las pérdidas superiores, debidas a:

- Conducción del acetato de celulosa que compone los colectores.
- Conducción a través del vidrio de la cubierta de los colectores.
- Convección debida al aire del exterior en contacto con la cubierta.

- Radiación entre la cubierta y el exterior.

En la rama inferior también se producen pérdidas, debidas a la:

- Conducción a través del aislante.
- Conducción a través de la carcasa.
- Convección debida al aire exterior en contacto con la carcasa en la parte trasera.

La energía útil que absorbe el fluido caloportador también se ve reducida por las pérdidas debidas a la:

- Conducción a través de la placa absorbedora.
- Conducción a través de los tubos de cobre del serpentín.
- Convección interna del fluido caloportador en los tubos de cobre.

6.1.1 Resistencia térmica por conducción del acetato de celulosa

Para calcular la resistencia por conducción del acetato de celulosa se utiliza la expresión:

$$R_{Cond_Acetato} = \frac{e_{acetato\ de\ celulosa}}{K_{acetato\ de\ celulosa} * A_{cubierta}}$$

Donde:

- $e_{acetato\ de\ celulosa}$ es el espesor del cristal (m).
- $K_{acetato\ de\ celulosa}$ es la conductividad del acetato de celulosa (W/mK).
- $A_{cubierta}$ es la superficie de la cubierta del colector (m²).

De este modo, la resistencia térmica por conducción del acetato de celulosa toma el siguiente valor:

$$R_{Cond_Acetato} = \frac{0.015}{0.16 * 2.1} = 0.045\ K/W$$

6.1.2 Resistencia térmica por conducción a través del cristal

Para calcular la resistencia térmica por conducción a través del cristal se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{Cond_Cristal} = \frac{e_{cristal}}{K_{cristal} * A_{cubierta}}$$

Donde:

- $e_{cristal}$ es el espesor del cristal de la cubierta (m).
- $K_{cristal}$ es la conductividad del cristal de la cubierta (W/mK).
- $A_{cubierta}$ es la superficie de la cubierta del colector (m²).

Por lo tanto, la resistencia térmica por conducción a través del cristal de la cubierta toma el siguiente valor:

$$R_{Cond_Cristal} = \frac{0.004}{1.05 * 2.1} = 1.81 * 10^{-3} K/W$$

6.1.3 Resistencia térmica por convección entre la cubierta y el exterior

Para calcular la resistencia térmica por convección debida al aire exterior se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{conv_cubierta} = \frac{1}{h_{ext} * A_{cubierta}}$$

Donde:

- h_{ext} es el coeficiente de convección (W/m²K).
- $A_{cubierta}$ es la superficie de la cubierta del colector (m²).

El coeficiente de convección exterior se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$h_{ext} = \frac{K_{aire} * Nu_{aire}}{L}$$

Donde:

- K_{aire} es la conductividad térmica del aire (W/mK).
- Nu_{aire} es el número de Nusselt para flujo exterior.
- L es la longitud del lado del colector paralelo a la dirección del viento, en nuestro caso dirección este. Corresponde con la anchura del colector, que mide 1.066m.

Para el cálculo del número de Nusselt se utiliza la siguiente expresión, válida para flujo turbulento:

$$Nu_{aire} = 0.105 * Re^{0.646} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: Apuntes de *Ingeniería Fluidomecánica* UC3M

Donde:

- Re es el número de Reynolds del aire.
- Pr es el número de Prandtl del aire.

A su vez, el número de Reynolds y el número de Prandtl se calculan con las siguientes expresiones:

- Número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * V_{viento} * L}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del aire (kg/m^3).
- V_{viento} es la velocidad media del viento cada mes (m/s).
- L es la longitud del colector paralela al viento. Toma el valor de 1.066 m tal y como se ha explicado anteriormente.
- μ es la viscosidad del aire (Ns/m^2).

- Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{K}$$

Donde:

- μ es la viscosidad del aire (Ns/m^2).
- Cp es el calor específico del aire (J/kgK).
- K es la conductividad térmica del aire (W/mK).

Para realizar los cálculos es necesario conocer las propiedades del aire, que dependen de su temperatura. En este caso se utiliza la temperatura media anual (20.2°C).

$$\text{Densidad } \rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Viscosidad } \mu = 184.6 * 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Calor específico } Cp = 1004 \text{ J/KgK}$$

$$\text{Conductividad térmica } k = 0.023 \text{ W/mK}$$

En la siguiente tabla aparecen las resistencias de convección en función del mes:

Mes	R convecc
Ene	0.198
Feb	0.199
Mar	0.175
Abr	0.147
May	0.150
Jun	0.146
Jul	0.139
Ago	0.134
Sep	0.127
Oct	0.124
Nov	0.136
Dic	0.171

Tabla 6.1: Resistencias por convección cubierta superior

6.1.4 Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y el exterior

El cálculo de la resistencia térmica por radiación entre la superficie de la cubierta y el exterior se realiza con la siguiente expresión:

$$R_{\text{Radiación}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{cristal}} * \sigma * A_{\text{cubierta}} * ((T_{\text{cristal}})^2 + (T_{\text{cielo}})^2) * (T_{\text{cristal}} + T_{\text{cielo}})}$$

Fuente: Apuntes de *Energías Renovables* UC3M

Donde:

- $\varepsilon_{\text{cristal}}$ es la emisividad del cristal.
- σ es la constante de Boltzman que toma el valor de $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$.
- A_{cubierta} es la superficie de la cubierta del colector (m^2).

Para calcular la temperatura del cristal y del cielo se utilizan las siguientes expresiones:

$$T_{cristal} = T_{ambiente} + 10$$

$$T_{cielo} = 0.037536 * T_{amb}^{1.5} + 0.32 * T_{amb}$$

Fuente: Apuntes *Energías Renovables* UC3M

Las temperaturas deben introducirse en grados Kelvin para una correcta realización de los cálculos.

Mes	R convecc
Ene	0.807
Feb	0.808
Mar	0.810
Abr	0.819
May	0.836
Jun	0.855
Jul	0.860
Ago	0.845
Sep	0.820
Oct	0.798
Nov	0.793
Dic	0.802

Tabla 6.2: Resistencias por radiación cubierta superior

6.1.5 Resistencia térmica por conducción a través de la placa absorbadora

Para calcular la resistencia térmica de conducción a través de la placa se establece un balance de energía relacionando la temperatura de la placa y la temperatura del fluido, obteniéndose el siguiente valor:

$$R_{Cond_Placa} = \frac{e_{placa}}{K_{placa} * A_{colector}}$$

$$R_{cond_placa} = 0.012 \text{ K/W}$$

6.1.6 Resistencia térmica por conducción a través de los tubos del serpentín

El colector plano elegido contiene en su interior 7 tubos de cobre, cada uno con una longitud de 1.05 m. Se calcula la resistencia térmica de uno de los tubos y se divide entre 7:

$$R_{cond_tubo} = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2 * \pi * k_{tubo} * L_{tubo}}$$

Donde:

- R_{ext} es el radio exterior del tubo (m).
- R_{int} es el radio interior del tubo (m).
- k_{tubo} es la conductividad térmica del cobre: 400 W/mK.
- L_{tubo} es la longitud del tubo (m).

Por tanto, la resistencia térmica de los tubos que forman el serpentín toma el siguiente valor:

$$R_{cond_tubo} = \frac{\ln\left(\frac{0.006}{0.005}\right)}{2 * \pi * 400 * 1.05} = 6.9 * 10^{-5} \text{ K/W}$$

$$R_{cond_tubos} = 6.9 * 10^{-5} / 7 = 9.86 * 10^{-6} \text{ K/W}$$

6.1.7 Resistencia térmica por convección interna en los tubos del serpentín

El flujo del fluido caloportador por el interior de los tubos genera una resistencia térmica por convección, calculada a partir de la siguiente expresión:

$$R_{conv_fluido} = \frac{1}{h_{fluido} * A_{tubo}}$$

Donde:

- h_{fluido} es el coeficiente de convección del fluido (W/m²K).
- A_{tubo} es la superficie interior del conjunto de los 7 tubos (m²).

Para calcular el área interior de los tubos:

$$A_{int_tubos} = 7 * 2 * \pi * R_{int} * L_{tubo} = 7 * 2 * \pi * 0.005 * 1.05 = 0.231 \text{ m}^2$$

Las siguientes expresiones me permiten calcular el coeficiente de convección del fluido caloportador:

$$h_{fluido} = \frac{K_{fluido} * Nu_{fluido}}{D_{int}}$$

Donde:

- K_{fluido} es la conductividad térmica del fluido caloportador (W/mK).
- D_{int} es el diámetro interior de los tubos (m).
- Nu_{fluido} es el número de Nusselt del fluido.

$$Nu_{fluido} = 0.023 * Re^{4/5} * Pr^{0.4}$$

Fuente: Apuntes de *Ingeniería Fluidomecánica* UC3M

Donde:

- Re es el número de Reynolds, calculado mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho * V_{fluido} * D_{int}}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del fluido caloportador (kg/m³).
- V_{fluido} es la velocidad del fluido, que se calculará posteriormente (m/s).
- μ es la viscosidad del fluido (Ns/m²).

- Pr es el número de Prandtl, calculado del siguiente modo:

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{k_{fluido}}$$

Donde:

- Cp es el calor específico del fluido (J/kgK).

Para llevar a cabo estos cálculos es necesario conocer las propiedades del fluido caloportador que recorre el interior del serpentín. Este fluido está compuesto por agua y anticongelante para evitar heladas en los meses más fríos del año. El fabricante recomienda una composición 70% agua y 30% anticongelante. Sin embargo, dado a que las temperaturas mínimas que tiene que soportar la instalación son superiores a 0°C se decide utilizar un 10% de anticongelante.

El anticongelante utilizado es el Gcol cuyas propiedades térmicas para la composición elegida son: [13]

$$\text{Densidad } \rho = 1012 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Viscosidad } \mu = 0.0025 \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Calor específico } C_p = 3970 \text{ J/kgK}$$

$$\text{Conductividad térmica } k = 0.52 \text{ W/mK}$$

Utilizando las propiedades térmicas del anticongelante y considerando la temperatura media del fluido en su recorrido por los colectores solares (361.8 K), el número de Prandtl se calcula de forma inmediata:

$$Pr = \frac{0.0025 * 3970}{0.52} = 19.09$$

Para obtener el número de Reynolds es necesario calcular previamente la velocidad del fluido caloportador.

El fabricante aconseja que el caudal sea 60 l/h*m². Utilizando la siguiente expresión podemos hallar el flujo másico del fluido y, a partir de este, la velocidad:

$$\dot{m}_{fluido} = \dot{Q}_{fluido} * \rho * A_{colector}$$

$$\dot{m}_{fluido} = 60 * \frac{1}{1000} * \frac{1}{3600} * 1012 * 2.1 = 0.035 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$V_{fluido} = \frac{\dot{m}_{fluido}}{\rho * A_{int_tubo}}$$

$$V_{fluido} = \frac{0.035}{1012 * \pi * \frac{0.005^2}{4}} = 1.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Completando los cálculos explicados hasta ahora la resistencia de convección del fluido caloportador toma el siguiente valor:

$$R_{conv_fluido} = 0.0064 \text{ K/W}$$

6.1.8 Resistencia térmica por conducción a través del aislante

La resistencia térmica por conducción a través del aislante se calcula de forma sencilla mediante la siguiente expresión:

$$R_{cond_aislante} = \frac{e_{aislante}}{K_{aislante} * A_{colector}}$$

$$R_{cond_aislante} = 0.33 \text{ K/W}$$

6.1.9 Resistencia térmica por conducción a través de la carcasa

La resistencia térmica por conducción a través de la carcasa se calcula de forma sencilla mediante la siguiente expresión:

$$R_{cond_carcasa} = \frac{e_{carcasa}}{K_{carcasa} * A_{colector}}$$

$$R_{cond_carcasa} = 10^{-5} \text{ K/W}$$

6.1.10 Resistencia térmica por convección entre la carcasa y el exterior

La resistencia por convección trasera debido al contacto del aire con la carcasa se calcula del siguiente modo:

$$R_{conv_carcasa} = \frac{1}{h_{ext} * A_{carcasa}}$$

Los valores del coeficiente de convección varían mensualmente en función de la temperatura y la velocidad del viento.

Una vez calculados los coeficientes de convección, siguiendo los pasos indicados en el apartado de 6.1.3, las resistencias de convección a través de la carcasa son:

Mes	R convecc
Ene	0.807
Feb	0.198
Mar	0.199
Abr	0.175
May	0.147
Jun	0.150
Jul	0.146
Ago	0.139
Sep	0.134
Oct	0.127
Nov	0.136
Dic	0.171

Tabla 6.3: Resistencias por convección carcasa

6.3 Cálculo de pérdidas en el colector solar plano

Las pérdidas totales que sufre cada colector se calculan mediante la suma de las pérdidas superiores y las inferiores.

$$Q_{PER} = Q_{PER_INF} + Q_{PER_SUP}$$

A partir de las resistencias térmicas, calculadas en el apartado anterior, podemos calcular las pérdidas con la siguiente expresión:

$$Q_{PER} = \frac{\Delta T}{\sum R}$$

Donde:

- ΔT es el incremento de temperatura entre los puntos entre los que se calcula el flujo de calor (K).
- $\sum R$ es el sumatorio de las resistencias térmicas que atraviesa el flujo de calor (K/W).

6.2.1 Cálculo de pérdidas por la cubierta superior

Como se observa en el dibujo de las resistencias térmicas, las pérdidas de la rama superior se pueden calcular utilizando solo las resistencias de convección y radiación, a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{PER_SUP} = \frac{T_{cristal} - T_{amb}}{R_{conv_ext}} + \frac{T_{cristal} - T_{cielo}}{R_{rad_ext}}$$

La metodología de cálculo para obtener la temperatura del cristal y la del cielo han sido detalladas en el apartado “4.1.4 Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y el exterior”.

6.2.2 Cálculo de pérdidas por la carcasa inferior

El cálculo de pérdidas a través de la carcasa inferior se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{PER_INF} = \frac{T_{placa} - T_{amb}}{R_{cond_aislante} + R_{cond_carcasa} + R_{conv_ext}}$$

La temperatura de la placa se obtiene a partir de la temperatura del fluido caloportador que recorre el serpentín:

$$T_{placa} = T_{fluido} + 10K$$

Fuente: Apuntes de *Energías Renovables* UC3M

Y, a su vez, la temperatura del fluido caloportador se calcula como la media aritmética de las temperaturas entre la entrada y la salida del fluido del colector:

$$T_{fluido} = \frac{T_{ent_colector} + T_{sal_colector}}{2}$$

Para calcular la temperatura del fluido caloportador en la entrada y salida de los colectores se realiza una primera aproximación, que posteriormente es ajustada al resolver las ecuaciones de dimensionado utilizando la función de iteración y convergencia de MathCad.

6.2.3 Cálculo de pérdidas totales

Utilizando una hoja de cálculo de Excel hallamos las pérdidas inferiores, superiores y totales:

Mes	Qsup (W)	Qinf (W)	Qtot (W)
Ene	75.48	53.79	129.26
Feb	75.21	53.87	129.09
Mar	82.18	56.83	139.01
Abr	93.10	62.05	155.15
May	91.92	65.42	157.34
Jun	93.51	69.96	163.46
Jul	97.15	72.07	169.22
Ago	99.76	69.61	169.37
Sep	103.95	65.21	169.15
Oct	105.47	60.35	165.82
Nov	98.54	57.72	156.27
Dic	83.13	55.49	138.61

Tabla 6.4: Pérdidas totales en los colectores

7. Predimensionado de los colectores solares para la instalación de ACS

7.1 Introducción

El cálculo del área de colectores necesaria para satisfacer la demanda energética de climatización y ACS es complejo y en él intervienen numerosas variables. Para simplificar las iteraciones, primero se calcula el área necesaria para satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria, que nos proporciona información aproximada del número de colectores necesarios para satisfacer la demanda de la instalación conjunta.

La instalación de ACS puede ser explicada de forma esquemática a través del siguiente dibujo:

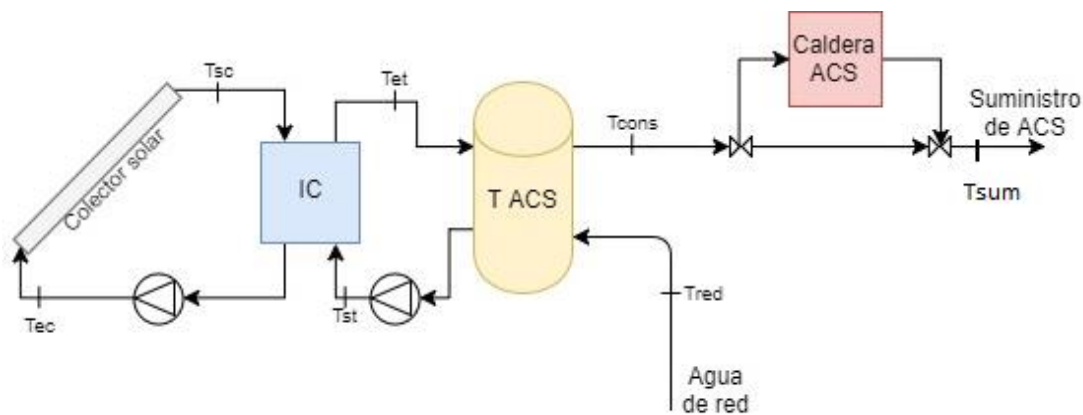


Figura 7.1: Esquema de instalación solar para circuito de ACS

Los elementos que intervienen en la instalación de ACS son:

- Colectores solares.
- Circuito primario: conjunto de tuberías por las que fluye el fluido caloportador que absorbe la radiación procedente del sol en los colectores solares.
- Intercambiador de calor que transmite la potencia térmica entre el circuito primario y el secundario (IC).
- Circuito secundario: conjunto de tuberías por las que fluye agua comunicando el tanque de acumulación y el intercambiador de calor.
- Tanque de acumulación (T ACS): asegura que se satisfaga la demanda de agua caliente cuando esta sea máxima.

- Circuito terciario: conjunto de tuberías por las que fluye el agua hacia los módulos del hospital para ser consumida.
- Caldera instalada en serie, encargada de elevar la temperatura de consumo a 60°C en el caso de que el calor aportado por la radiación solar no sea el suficiente.

7.2 Planteamiento del problema de predimensionado

Para hacer una primera aproximación del área de colectores necesaria es necesario resolver un sistema de ecuaciones obtenidas a partir del balance de energía de cada elemento que conforma la instalación.

Para la resolución de las ecuaciones se parte de los siguientes datos:

- Radiación solar sobre el plano horizontal
- Pérdidas térmicas de los colectores.
- Eficiencia del intercambiador de calor (ε_{IC}).
- Caudal de consumo de ACS (\dot{m}_{cons}).
- Temperatura ambiente (T_{amb}).
- Temperatura de red (T_{red}).
- Calores específicos de los fluidos ($C_{p_{agua}}$, $C_{p_{agua-glycol}}$).
- Densidades de los fluidos (ρ_{agua} , $\rho_{agua-glycol}$).
- Temperatura de suministro (T_{sum})

Los resultados dependen de los siguientes parámetros variables:

- Flujo másico circuito primario (\dot{m}_1).
- Flujo másico circuito secundario (\dot{m}_2).

Los parámetros a calcular son:

- Área de los colectores solares (A_c).
- Temperatura de entrada del fluido primario en los colectores (T_{ec}).
- Temperatura de salida del fluido primario en los colectores (T_{sc}).
- Temperatura de entrada del fluido secundario en el tanque (T_{et}).
- Temperatura de salida del fluido secundario en el tanque (T_{st}).
- Temperatura de consumo (T_{cons}).
- Temperatura media del tanque (T_{mt}).

7.2.1. Datos de partida

Radiación solar sobre el plano horizontal:

La radiación solar media mensual sobre el plano horizontal que recibe el hospital debido a su situación geográfica es la siguiente:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
I (W/m ²)	434	416	455	405	410	396	423	481	496	576	557	395

Tabla 7.1: Radiación solar sobre el plano horizontal. Fuente: HelioClim 3

Los colectores están en el suelo, situados en el espacio que se forma entre los diferentes módulos del hospital y están orientados al norte.

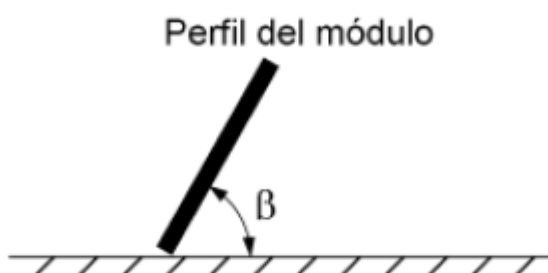


Figura 7.2: Perfil del módulo de un colector solar. Fuente: Pliego de condiciones Técnicas

Para realizar los cálculos es necesario tener en cuenta la colocación de los colectores respecto a la horizontal, que en el presente proyecto toma un valor de 10° para maximizar la radiación solar captada por los colectores.

Esta inclinación respecto a la horizontal implica la necesidad de multiplicar las radiaciones solares mensuales anteriormente detalladas por un factor de corrección. Este factor de corrección varía en función de la latitud, siendo 13.78° al sur del Ecuador la correspondiente a este proyecto.

Latitud = 14°

Inc	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1.04	1.03	1.01	1	.99	.98	.99	1	1.01	1.03	1.04	1.04
10	1.06	1.04	1.02	.99	.96	.96	.96	.99	1.02	1.05	1.08	1.08
15	1.09	1.06	1.02	.97	.94	.92	.94	.97	1.02	1.07	1.1	1.1
20	1.1	1.06	1.01	.95	.9	.88	.9	.95	1.01	1.08	1.12	1.13
25	1.11	1.06	1	.92	.86	.84	.86	.92	1	1.08	1.14	1.14
30	1.11	1.05	.97	.89	.82	.79	.81	.88	.98	1.08	1.14	1.15
35	1.11	1.04	.95	.85	.77	.73	.76	.84	.95	1.06	1.14	1.15
40	1.09	1.02	.91	.8	.71	.67	.7	.79	.92	1.04	1.13	1.14
45	1.08	.99	.87	.75	.65	.61	.64	.74	.88	1.02	1.11	1.13
50	1.05	.96	.83	.69	.58	.54	.57	.68	.83	.98	1.09	1.1
55	1.02	.92	.78	.63	.51	.46	.5	.62	.78	.94	1.06	1.07
60	.98	.87	.73	.57	.44	.39	.43	.55	.72	.9	1.02	1.04
65	.94	.82	.67	.5	.36	.31	.35	.48	.66	.84	.97	1
70	.89	.77	.6	.43	.29	.23	.28	.41	.59	.79	.92	.95
75	.83	.71	.54	.35	.21	.15	.2	.33	.52	.72	.87	.9
80	.77	.65	.47	.28	.13	.1	.11	.25	.45	.66	.8	.84
85	.71	.58	.39	.2	.1	.09	.09	.18	.38	.59	.74	.77
90	.64	.51	.32	.12	.09	.08	.08	.1	.3	.51	.67	.71

Figura 7.3: Factor de corrección de la radiación solar. Fuente: www.cleanenergysolar.com

En la siguiente tabla se representan las radiaciones solares mensuales sobre el plano que forman los colectores solares sobre la horizontal (10°C):

Mes	I (W/m²)
Ene	459.58
Feb	432.33
Mar	464.21
Abr	401.40
May	393.71
Jun	380.01
Jul	405.85
Ago	475.75
Sep	505.50
Oct	605.17
Nov	601.04
Dic	462.62

Tabla 7.2: Radiación solar sobre el plano de los colectores.

Pérdidas en los colectores

Debido a las resistencias térmicas, existe un flujo de calor de los colectores al exterior consideradas pérdidas caloríficas. Estas pérdidas provocan que el rendimiento del colector disminuya a medida que aumenta su temperatura media, tal y como se observa en la siguiente gráfica proporcionada por el fabricante:

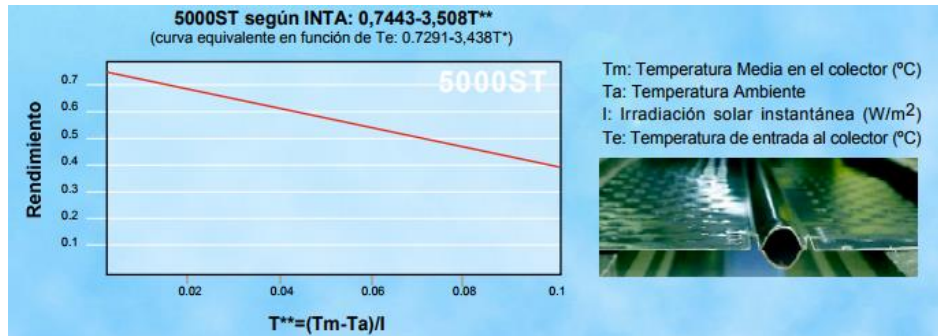


Figura 7.4: Curva del rendimiento de un colector

Para simplificar los cálculos realizados posteriormente, en lugar de utilizar la curva de rendimiento del colector, se utilizan las pérdidas reales mensuales, calculadas previamente:

Mes	Qtot (W)
Ene	129.26
Feb	129.09
Mar	139.01
Abr	155.15
May	157.34
Jun	163.46
Jul	169.22
Ago	169.37
Sep	169.15
Oct	165.82
Nov	156.27
Dic	138.61

Tabla 7.3: Pérdidas de carga totales en cada colector

En esta tabla aparecen las pérdidas unitarias por colector. En la realización de los cálculos se consideran las pérdidas globales del conjunto de colectores.

Caudal de consumo

El caudal necesario para satisfacer la demanda de ACS de todo el hospital es:

$$Q_{ACS} = 7534 \text{ l/día}$$

$$\dot{m}_{cons} = 0.09 \text{ kg/s}$$

Temperatura de red:

Los valores de la temperatura del agua de red se detallan en el apartado de datos climatológicos.

Para el dimensionado se utiliza el valor mínimo de la temperatura de red y así realizar los cálculos de forma conservadora:

$$T_{red_media} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C} = 275 \text{ K}$$

Densidad de los fluidos:

Los fluidos que intervienen en la instalación de ACS son agua y agua-glycol que recorre los colectores solares:

$$\begin{aligned}\rho_{agua} &= 1000 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{agua-glycol} &= 1012 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

Calor específico de los fluidos:

$$\begin{aligned}Cp_{agua} &= 4180 \text{ J/kgK} \\ Cp_{agua-glycol} &= 3970 \text{ J/kgK}\end{aligned}$$

Temperatura de suministro (T_{sum}):

El RITE impone una temperatura de suministro igual a 60°C para asegurar su completa potabilidad y evitar la proliferación de microorganismos y bacterias.

7.2.2. *Parámetros variables*

Flujo másico circuito primario (\dot{m}_1):

El flujo másico del circuito primario se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$\dot{m}_1 = \rho_{agua-glycol} * A * Q_{recom}$$

Donde:

- A es el área de los colectores (m^2).
- Q_{recom} es el caudal recomendado por el fabricante ($\frac{l}{h * m^2}$).

Para el circuito primario, el fabricante recomienda el siguiente caudal:

$$Q_{recom} = 60 \frac{l}{h * m^2} * \frac{1 h}{3600 s} * \frac{1 m^3}{1000 l} = 1.67 * 10^{-5} \frac{m^3}{s * m^2}$$

Para partir de un valor aproximado del área de colectores que se va a utilizar se utiliza esta expresión, que depende del número de personas:

$$A = 0.5 * N_{personas} = 0.5 * 191 = 95.5 m^2$$

Fuente: Apuntes *Energías Renovables* UC3M

De este modo, el valor inicial del flujo másico del circuito primario es:

$$\dot{m}_1 = 1.614 Kg/s$$

Flujo másico circuito secundario (\dot{m}_2):

En este proyecto se asume que el caudal del circuito primario es igual al del circuito secundario.

7.2.3 Obtención de las ecuaciones a partir de los balances de energía

Las ecuaciones a partir de las cuales se obtienen los parámetros necesarios para realizar el dimensionado de la instalación se obtienen aplicando balances de energía en los siguientes elementos de la instalación:

Balance de energía en los colectores

El balance de energía en los colectores solares se define utilizando la siguiente expresión:

$$I_M * A * a_0 + Q_{TOT} = \dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{sc} - T_{ec})$$

Donde:

- I_M es la radiación solar incidente (W/m^2).
- A es el área de los colectores (m^2).
- a_0 es el rendimiento óptico del colector. Es aportado por el fabricante y toma un valor de 0.7443.
- Q_{TOT} son las pérdidas térmicas que sufre cada colector (W).

Balance de energía en el intercambiador de calor

Se considera que el flujo másico del circuito primario y del secundario deben ser iguales:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

El balance de energía en este elemento de la instalación viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{sc} - T_{ec}) = \dot{m}_2 * C_{p_{agua}} * (T_{et} - T_{st})$$

El rendimiento del intercambiador de calor utilizado es impuesto por el fabricante y toma el siguiente valor:

$$\varepsilon_{IC} = 0.7$$

Utilizando dicha eficiencia se obtiene otra ecuación necesaria para resolver el predimensionado:

$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_2 * C_{p_{agua}} * (T_{et} - T_{st})}{C_{min} * (T_{sc} - T_{st})}$$

Donde:

- C_{min} es el mínimo entre $\dot{m}_1 * Cp_{agua-glycol}$ y $\dot{m}_2 * Cp_{agua}$

Contribución solar mínima

La contribución solar mínima es la fracción entre la energía aportada por los colectores solares y la demanda energética anual y se define a partir de la siguiente expresión:

$$f = \frac{\dot{m}_{cons} * Cp_{agua} * (T_{cons} - T_{red})}{\dot{m}_{cons} * Cp_{agua} * (T_{sum} - T_{red})} = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$$

El Código Técnico de la Edificación establece unos valores de contribución solar mínima en función de la zona climática.

Dichas zonas climáticas dependen de la radiación solar global recibida, tal y como se explica en la siguiente tabla:

Tabla 3.2 Radiación solar global

Zona climática	MJ/m ²	kWh/m ²
I	$H < 13,7$	$H < 3,8$
II	$13,7 \leq H < 15,1$	$3,8 \leq H < 4,2$
III	$15,1 \leq H < 16,6$	$4,2 \leq H < 4,6$
IV	$16,6 \leq H < 18,0$	$4,6 \leq H < 5,0$
V	$H \geq 18,0$	$H \geq 5,0$

Figura 7.5: Zona climática en función de la radiación solar. Fuente: CTE

La radiación solar global en el punto de estudio supera los 5 kWh/m², por lo que se considera zona climática V.

Conociendo la zona climática y el caudal diario del hospital, el CTE proporciona el valor de la fracción solar mínima:

Tabla 2.1. Contribución solar mínima en %. Caso general

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Figura 7.6: Fracción solar mínima en función de la demanda de ACS. Fuente: CTE

El hospital requiere 7534 litros/día y se encuentra en una zona climática 5 por lo que la fracción solar mínima es del 70%:

$$f = 0.7$$

Este porcentaje de contribución solar solo es necesario aplicarlo en instalaciones de ACS. Para instalaciones conjuntas como la del presente proyecto, no se exige una contribución solar mínima de ACS. No obstante, se calcula para poder determinar el dimensionado inicial de colectores solares de forma precisa.

Balance de energía en el tanque

Al igual que el resto de elementos de la instalación, el tanque funciona de forma estacionaria, definiéndose su balance de energía a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_2 * C_{p_{agua}} * (T_{et} - T_{st}) = \dot{m}_{cons} * C_{p_{agua}} * (T_{cons} - T_{red})$$

Grado de estratificación del tanque

La diferencia de temperaturas dentro del tanque de almacenamiento implica también una diferencia de densidades que hace que el agua fría, que proviene de la red local, no se mezcle con el agua caliente, almacenada para ser distribuida y consumida. Este fenómeno se conoce como estratificación.

El grado de estratificación del tanque utilizado es de 0.5, un grado medio, que permite que la temperatura de retorno a la instalación solar sea baja y, a su vez, la temperatura

de consumo lo suficientemente alta. El grado de estratificación se define del siguiente modo:

$$\varepsilon_{IC} = \frac{T_{cons} - T_{mt}}{T_{et} - T_{mt}}$$

Para que se produzca la estratificación se debe utilizar tanques verticales y conexiones en serie, tal y como se muestra en el esquema de la instalación.

La estratificación permite obtener el siguiente balance de energía:

$$\dot{m}_2 * Cp_{agua} * T_{et} + \dot{m}_{cons} * Cp_{agua} * T_{red} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}) * Cp_{agua} * T_{mt}$$

Donde:

- T_{mt} es la temperatura media del tanque y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T_{mt} = \frac{T_{et} * \dot{m}_2 + T_{red} * \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}}$$

7.2.4 Resolución de las ecuaciones

La resolución de las ecuaciones se realiza mediante el programa MathCad, que converge en la solución utilizando la función Find.

A continuación se muestra el valor de los parámetros calculados:

$$A = 117.2 \text{ m}^2$$

$$T_{ec} = 316.7K = 43.7^\circ C$$

$$T_{sc} = 325.6K = 52.6^\circ C$$

$$T_{st} = 312.6K = 39.6^\circ C$$

$$T_{et} = 317.8K = 44.8^\circ C$$

$$T_{mt} = 315.2K = 42.2^\circ C$$

$$T_{cons} = 318.4K = 45.4^\circ C$$

Por tanto, tras realizar el dimensionado de la instalación de ACS, el número de colectores solares necesarios es:

$$N_{colectores} = \frac{117.2}{2.1} = 56 \text{ colectores}$$

7.2.5 Resolución de las ecuaciones para calcular la contribución solar de los colectores de forma mensual

Tras haber calculado de forma estimada el número de colectores necesarios para satisfacer la demanda de ACS con una contribución solar mínima del 70%, en el presente apartado se calcula de forma más concisa la fracción solar mensual utilizando datos empíricos de cada mes en lugar de las medias aritméticas anuales.

Utilizando la función Find de Mathcad se obtienen las temperaturas a la salida y entrada de cada elemento de la instalación, así como la fracción solar, de forma mensual:

MES	$T_{sc} (K)$	$T_{ec} (K)$	$T_{et} (K)$	$T_{st} (K)$	$T_{cons} (K)$	$T_{mt} (K)$	F
Ene	322.5	313.5	317.9	309.6	314.2	310.6	0.601
Feb	320.2	311.6	315.7	307.9	312.3	308.9	0.569
Mar	324.6	315.3	319.8	311.4	316.1	312.3	0.655
Abr	330.4	322	326.1	318.4	322.6	319.1	0.791
May	330.3	322	326.1	318.5	322.6	319.1	0.796
Jun	326.9	318.7	322.7	315.3	319.3	315.9	0.731
Jul	328.5	319.9	324	316.1	320.6	317.1	0.761
Ago	340.9	331.1	335.8	326.9	331.7	327.6	0.975
Sep	348.7	338.5	343.5	334	339.7	335.9	1.139
Oct	367.8	355.8	361.6	350.7	356.8	351.5	1.513
Nov	353.7	342	347.7	336.9	342.8	337.9	1.217
Dic	322.3	313.6	317.8	309.9	314.3	310.9	0.603

Tabla 7.4: Soluciones ecuaciones del dimensionado

En el siguiente gráfico se representa la fracción de contribución solar mensual respecto a la mínima impuesta por el CTE:

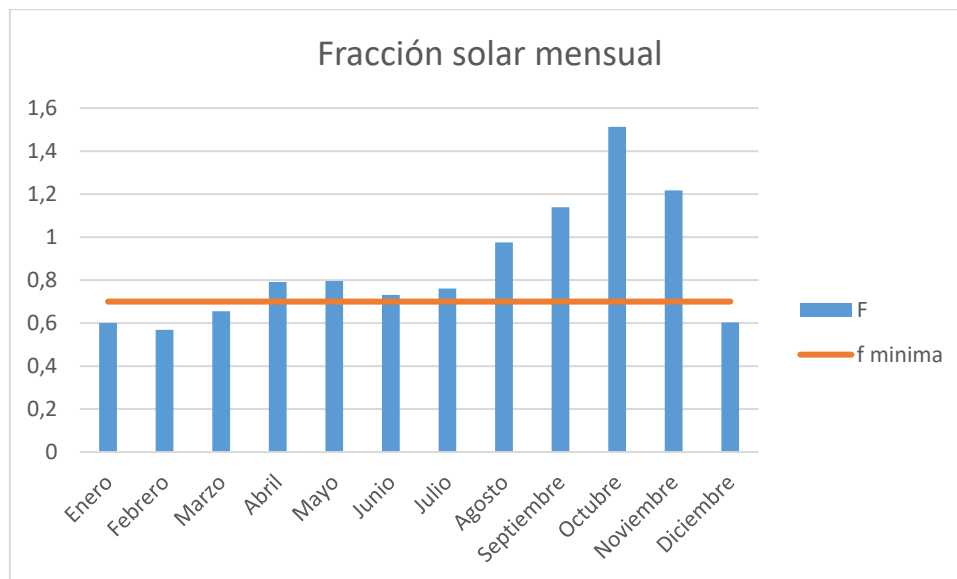


Figura 7.7: Fracción solar mensual

Se observa que la contribución solar es mayor en los meses de verano, tal y como era de esperar, aunque disminuye notablemente en los meses de diciembre y enero. Esto es debido a las altas precipitaciones que se registran esos meses y por tanto a la reducción de horas de sol útil.

La media anual de la fracción de cada mes es mayor del 70%, por lo que cumple el primer requisito del CTE:

$$f_{media} = 0.862$$

La normativa impuesta por el CTE exige que ningún mes supere el 110% de la fracción solar mínima y que no más de tres meses superen el 100%. Se aprecia en el gráfico que en septiembre, octubre y noviembre se supera el 110%. Sin embargo, ese exceso de energía se utilizará para satisfacer la demanda de refrigeración, que se explica en el siguiente apartado.

8. Instalación conjunta: ACS, calefacción y refrigeración

8.1 Introducción

En el presente apartado se explica el funcionamiento de la instalación conjunta, que satisface la demanda anual de ACS, la de refrigeración los meses de verano y la de calefacción los meses de invierno.

En los meses de verano, la instalación funciona del siguiente modo:

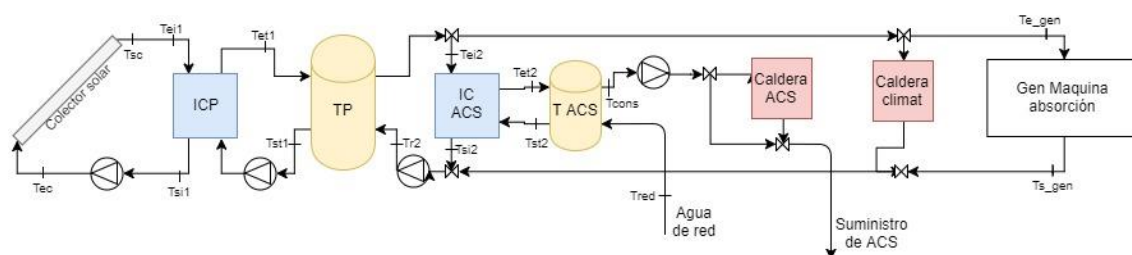


Figura 8.1: Esquema de instalación solar conjunta en verano

Para poder satisfacer la demanda de refrigeración se añade un cuarto circuito por el que circula agua caliente hasta el generador de la máquina de absorción de cada módulo. Cuando no se alcanzan las temperaturas necesarias a partir de los colectores solares se utiliza una caldera conectada en paralelo al circuito.

En los meses de invierno, la instalación funciona del siguiente modo:

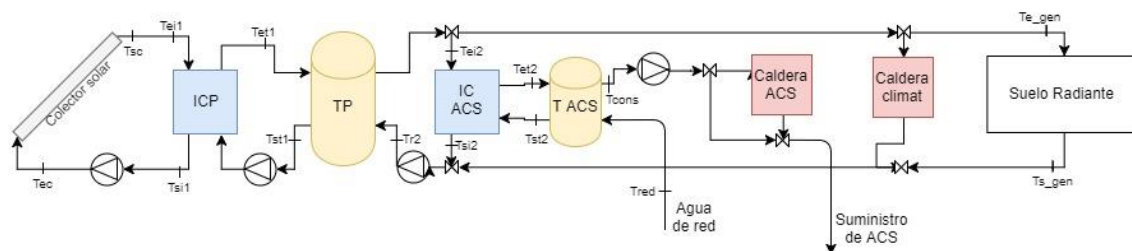


Figura 8.2: Esquema de instalación solar conjunta en invierno

La instalación de calefacción funciona del mismo modo que la de refrigeración, pero el agua caliente recorre el suelo radiante de cada módulo del hospital, para después volver al tanque de almacenamiento principal.

Para las instalaciones conjuntas, es decir, aquellas que tratan de cubrir una demanda de ACS y refrigeración, no hay ninguna normativa que establezca una fracción solar mínima.

Para elegir el número de colectores y el resto de parámetros de la instalación se realizan varias simulaciones en Mathcad hasta lograr una fracción de contribución solar lo suficientemente alta, que satisfaga la demanda y no dispare los costes de instalación e inventario.

Se decide trabajar con 126 colectores y la siguiente área de captación:

$$A_c = 126 * 2.1 = 264.6 \text{ m}^2$$

8.2 Cálculo de pérdidas térmicas en las tuberías

Para realizar el dimensionado de la instalación conjunta de forma más precisa es necesario tener en cuenta las pérdidas térmicas en las tuberías que se encargan de llevar los fluidos a lo largo de los elementos que componen la instalación.

Mediante tuberías se transmiten los fluidos caloportadores desde los colectores solares hasta un cuarto de calderas y, posteriormente, las tuberías discurren bajo tierra desde el cuarto de calderas hasta cada módulo.

Se considera que las únicas pérdidas que se deben tener en cuenta para los cálculos son las del circuito primario, es decir, las tuberías que conectan los colectores solares con el cuarto de calderas. Esto es debido a que las pérdidas en dicho tramo son mucho mayores que las que sufren el resto de tuberías, ya que se encuentran bajo tierra o dentro del cuarto de calderas.

Dentro del circuito primario se consideran dos tipos de tuberías, por las que fluye la mezcla agua-glycol.

- Tuberías de bajada de los colectores: tramo que comienza en los colectores y termina en el cuarto de calderas.

$$L_{bajada} = 36.6 \text{ m}$$

- Tuberías de subida a los colectores: tramo que fluye desde el cuarto de calderas a los colectores.

$$L_{subida} = 109 \text{ m}$$

Las tuberías, al igual que el resto de elementos, deben ser compatibles con la instalación solar y cumplir los requisitos marcados por el RITE para asegurar un buen rendimiento térmico y evitar su corrosión. Para el circuito primario se decide colocar tuberías de cobre con un diámetro exterior de 28 mm y 1 mm de espesor.

El RITE establece que todas las tuberías que discurran por el exterior de los edificios y por las que circule un fluido a más de 40°C deben tener aislante térmico. El espesor del

aislante depende de las dimensiones de la tubería y de la temperatura de trabajo, tal y como se explica en la siguiente tabla:

Diámetro exterior (mm)				Temperatura máxima del fluido (°C)		
				40...60	> 60...100	> 100...180
	D	≤	35	35	35	40
35	<	D	≤ 60	40	40	50
60	<	D	≤ 90	40	40	50
90	<	D	≤ 140	40	50	60
140	<	D		45	50	60

Figura 8.3: Diámetro exterior del aislante en función de la temperatura del fluido. Fuente: RITE

Dado que el diámetro exterior de las tuberías es 28 mm y las temperaturas de trabajo se sitúan entre 60 y 100°C el RITE exige colocar un aislante de 35 mm su alrededor.

Para calcular las pérdidas que se producen en el circuito primario es necesario conocer cada una de las resistencias térmicas, representadas en el siguiente esquema:

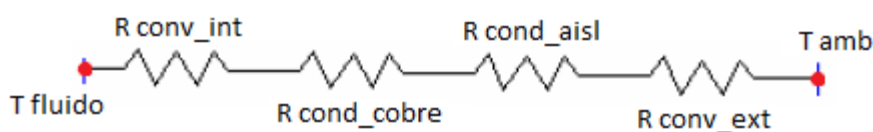


Figura 8.4: Esquema de resistencias térmicas en las tuberías del circuito primario.

El flujo de calor se produce desde el fluido interior hacia el exterior. A continuación se detalla el cálculo de cada resistencia térmica:

8.1.1 Resistencia de convección en el interior de la tubería

Las expresiones a partir de las cuales se calcula la resistencia de convección son:

$$R_{conv_int} = \frac{1}{h_{fluido} * A_{int_tubo}}$$

$$h_{fluido} = \frac{K * Nu}{D_{int}}$$

$$Nu = 0.023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^{0.4}$$

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{K}$$

$$Re = \frac{4 * \dot{m}_1}{\pi * D_{int} * \mu}$$

Fuente: Apuntes *Ingeniería Fluidomecánica* UC3M

Donde:

- \dot{m}_1 es el flujo másico del circuito primario, calculado en el anterior epígrafe (Kg/s).
- A_{int_tubo} es el área interior del tubo (m²)
- D_{int} es el diámetro interior del tubo (m).

El resto de parámetros se explican en el apartado de cálculo de pérdidas del colector solar.

Las propiedades del fluido de trabajo, mezcla agua-glycol, son:

$$\rho = 1012 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp = 3970 J/kg * K$$

$$K = 0.52 W/m * K$$

$$\mu = 0.0025 N * \frac{s}{m^2}$$

El valor final de la resistencia de convección interior es:

$$R_{conv_int} = 2.54 * 10^{-5} K/W$$

8.1.2 Resistencia de conducción del cobre:

La resistencia de conducción a través de la tubería de cobre se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$R_{cond_cobre} = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2 * \pi * K_{cu} * L_{tub}}$$

Donde:

- R_{ext} y R_{int} son los radios interno y externo de la tubería de cobre (m).
- K_{cu} es la conductividad del cobre: 400 W/m*k. [11]
- L_{tub} es la longitud de las tuberías del circuito primario, tanto para las tuberías de bajada como las de subida (m).

El valor de la resistencia de conducción del cobre es:

$$R_{cond_cu} = 9.9 * 10^{-8} K/W$$

8.1.3 Resistencia de conducción del aislante

La resistencia de conducción del aislante se calcula utilizando la misma expresión que para la resistencia de conducción del cobre. En este caso los valores utilizados son:

$$\begin{aligned}R_{ext} &= 49 \text{ mm} \\R_{int} &= 14 \text{ mm} \\K_{aislante} &= 0.040 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}\end{aligned}$$

El aislante utilizado en la instalación del circuito primario es “solar forrado pvc”. Protege a la tubería de la corrosión además de asegurar una gran estabilidad térmica.

El valor de la resistencia de conducción del aislante es:

$$R_{cond_aisl} = 0.040 K/W$$

8.1.4 Resistencia de convección en el exterior de la tubería:

La resistencia de convección del aire en el exterior de la tubería se calcula utilizando las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}R_{conv_ext} &= \frac{1}{h_{aire} * A_{ext_aislante}} \\h_{aire} &= \frac{K * Nu}{D_{ext}}\end{aligned}$$

$$Nu_{aire} = 0.105 * Re^{0.646} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{K}$$

$$Re = \frac{\rho * V_{viento} * L}{\mu}$$

Fuente: Apuntes *Ingeniería Fluidomecánica* UC3M

Tras realizar los cálculos, la resistencia y el coeficiente global de transferencia de calor son muy similares a lo largo de los meses, por lo que se presuponen constantes:

$$R_{TOT} = 3.5 * 10^{-5} m^2 K / W$$

$$U = 26.98 W / m^2 K$$

Para los cálculos posteriores de dimensionado de la instalación se utiliza el coeficiente global de transferencia térmica de las tuberías del circuito primario.

8.3 Resolución sistema de ecuaciones para dimensionar la instalación conjunta

A continuación se plantean las ecuaciones del sistema a partir de los balances de energía de cada elemento de la instalación, se explican los datos de partida y se muestran las soluciones.

8.2.1 Datos de partida

Para calcular las dimensiones de la instalación se parte de los siguientes datos:

Radiación solar sobre un plano inclinado de 10°:

Es la misma que se utiliza en la instalación de ACS anteriormente explicada.

Pérdidas de calor en los colectores:

No varían de las utilizadas en los cálculos de la instalación de ACS. Son pérdidas unitarias, por lo que hay que tener en cuenta el número de colectores.

Rendimiento de los intercambiadores de calor:

En la instalación conjunta se utilizan dos intercambiadores de calor. El primero de ellos transmite la potencia térmica del circuito primario al secundario, mientras que el segundo se encarga de calentar el agua destinada al ACS.

La eficiencia de ambos es 0.7.

Estratificación de los tanques:

La instalación también cuenta con los tanques de almacenamiento de agua.

El primer tanque de almacenamiento, o tanque global, tiene un grado de estratificación de 0.5.

En cambio, el tanque de almacenamiento del circuito de ACS tiene un grado de estratificación nulo, o igual a cero, debido a que es pequeño y no es rentable su estratificación.

Flujo másico de consumo:

Es el flujo másico que satisface la demanda de ACS. Varía en función del mes y es calculado en el apartado de dimensionado de la instalación de ACS.

Temperatura de red:

Temperatura a la que está el agua obtenida de la red y que se calienta para satisfacer la demanda de ACS.

Temperatura ambiente:

Cuyos valores se detallan en el apartado de datos climatológicos.

Densidad de los fluidos:

Los fluidos que intervienen en la instalación de acs son agua y agua-glycol que recorre los colectores solares:

$$\begin{aligned}\rho_{agua} &= 1000 \text{ Kg/m}^3 \\ \rho_{agua-glycol} &= 1012 \text{ Kg/m}^3\end{aligned}$$

Calor específico de los fluidos:

$$Cp_{agua} = 4180 \text{ J/kgK}$$

$$Cp_{agua-glycol} = 3970 \text{ J/kgK}$$

Temperatura de suministro:

El RITE impone una temperatura de suministro igual a 60°C para asegurar su completa potabilidad y evitar la proliferación de microorganismos y bacterias.

Flujo másico de la máquina de absorción:

Dato aportado por el fabricante. Es el flujo másico que necesita la máquina de absorción para llevar a cabo la separación parcial del agua de la disolución y así poder refrigerar los locales.

$$\dot{m}_{abs} = 7.2 \text{ kg/s}$$

COP máquina de absorción:

El COP es el coeficiente de rendimiento o eficiencia energética y es aportado por el fabricante. Varía en función de si la máquina de absorción está funcionando a plena carga o carga parcial, pero se supone un valor constante:

$$COP = 0.85$$

Demanda de calefacción:

Demanda energética para satisfacer la demanda de calefacción de todos los módulos del hospital en los meses de invierno:

Mes	Potencia (kW)
Abril	78.96
Mayo	88.47
Junio	98.23
Julio	97.60
Agosto	88.41
Septiembre	66.44

Tabla 8.2: Potencia total de calefacción por meses

Demanda de refrigeración:

Demanda energética para satisfacer la demanda de refrigeración de todos los módulos del hospital en los meses de invierno:

Mes	Potencia (kW)
Octubre	142.33
Noviembre	163.15
Diciembre	175.44
Enero	196.77
Febrero	188.70
Marzo	186.90

Tabla 8.3: Potencia total de refrigeración por meses

8.2.2 Parámetros variables

En la instalación conjunta intervienen más circuitos que en la instalación de ACS. Cada circuito tiene un flujo másico distinto y se explican a continuación:

Circuito primario:

Conecta los paneles solares con el primer intercambiador de calor. Su flujo másico depende del caudal de los colectores, dado por el fabricante, y del área de captación:

$$\dot{m}_1 = \rho_{agua-glycol} * A * Q_{recom}$$

$$Q_{recom} = 60 \frac{l}{h * m^2} = 1.67 * 10^{-5} \frac{m^3}{s * m^2}$$

$$A = 235.2 m^2$$

$$\dot{m}_1 = 3.97 Kg/s$$

Circuito terciario:

Parte del tanque de acumulación global y lleva el fluido caloportador al resto de la instalación. Su flujo másico es la suma del flujo másico necesario para satisfacer la demanda de ACS (\dot{m}_{cons}) y del flujo que requiere el generador de la máquina de absorción o el suelo radiante.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{cons} + \dot{m}_{abs}$$

8.2.3 Obtención de las ecuaciones a partir de los balances de energía

Los parámetros que es necesario calcular para llevar a cabo el dimensionado de la instalación son:

- Temperatura entrada colectores (T_{ec}).
- Temperatura salida colectores (T_{sc}).
- Temperatura entrada intercambiador de calor primario (T_{ei1}).
- Temperatura salida intercambiador de calor primario (T_{si1}).
- Temperatura entrada intercambiador de calor secundario (T_{ei2}).
- Temperatura salida intercambiador de calor secundario (T_{si2}).
- Temperatura entrada tanque de acumulación principal (T_{et1}).
- Temperatura salida tanque de acumulación principal (T_{st1}).
- Temperatura media tanque de acumulación global (T_{m1}).
- Temperatura entrada tanque de acumulación de ACS (T_{et2}).
- Temperatura salida tanque de acumulación de ACS (T_{st2}).
- Temperatura media tanque de acumulación de ACS (T_{m2}).
- Temperatura retorno intercambiador secundario (T_{r2}).
- Temperatura de consumo (T_{cons}).
- Temperatura de entrada al generador (T_{e_GEN}).
- Temperatura de salida del generador (T_{s_GEN}).
- Flujo másico circuito terciario (\dot{m}_3).
- Fracción contribución solar ACS (f_{ACS}).
- Fracción contribución solar ABS (f_{ABS}).
- Fracción contribución solar calefacción (f_{CAL}).

Dichos parámetros se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones:

Balance de energía en los colectores:

$$I_M * A * a_0 + Q_{TOT} = \dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{sc} - T_{ec})$$

Balance de energía en las tuberías del circuito primario:

$$\dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{sc} - T_{ei1}) = U * A_{tub} * \frac{(T_{sc} - T_{amb}) - (T_{ei1} - T_{amb})}{\ln\left(\frac{T_{sc} - T_{amb}}{T_{ei1} - T_{amb}}\right)}$$

Donde:

- A_{tub} es el área de tubería del circuito primario (m²).

Balance de energía intercambiador de calor primario:

$$\dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{ei1} - T_{si1}) = \dot{m}_2 * C_{p_{agua}} * (T_{si2} - T_{ei2})$$

Eficiencia del primer intercambiador de calor:

$$\varepsilon_{IC1} = \frac{\dot{m}_2 * C_{p_{agua}} * (T_{si2} - T_{ei2})}{\dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{ei1} - T_{ei2})}$$

Balance de energía en el tanque de acumulación global:

$$\dot{m}_2 * C_{p_{agua}} * (T_{si2} - T_{ei2}) = \dot{m}_3 * C_{p_{agua}} * (T_{st1} - T_{et1})$$

Temperatura media en el tanque de acumulación global:

$$T_{m1} = \frac{T_{si2} * \dot{m}_2 + T_{et1} * \dot{m}_3}{\dot{m}_2 + \dot{m}_3}$$

Grado de estratificación del tanque de acumulación global:

$$E_{T1} = \frac{T_{st1} - T_{m1}}{T_{si2} - T_{m1}}$$

Balance de energía en el intercambiador de calor secundario:

$$\dot{m}_{ACS} * C_{p_{agua}} * (T_{st1} - T_{r2}) = \dot{m}_{ACS} * C_{p_{agua}} * (T_{si2} - T_{r2})$$

Eficiencia del intercambiador de calor secundario:

$$\varepsilon_{IC2} = \frac{\dot{m}_{ACS} * C_{p_{agua}} * (T_{st1} - T_{r2})}{C_{min} * (T_{st1} - T_{r2})}$$

Balance de energía en el tanque de acumulación de ACS:

$$\dot{m}_{ACS} * C_{p_{agua}} * (T_{et2} - T_{r2}) = \dot{m}_{cons} * C_{p_{agua}} * (T_{cons} - T_{red})$$

Temperatura media en el tanque de acumulación de ACS:

$$T_{m1} = \frac{T_{et2} * \dot{m}_{ACS} + T_{red} * \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{ACS} + \dot{m}_{cons}}$$

Grado de estratificación del tanque de acumulación de ACS:

$$E_{T2} = \frac{T_{cons} - T_{m2}}{T_{et2} - T_{m2}}$$

Contribución solar de ACS:

$$f_{ACS} = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$$

Contribución solar de ABS:

$$f_{ABS} = \frac{(T_{st1} - T_{s_GEN})}{(T_{e_GEN} - T_{s_GEN})}$$



Generador máquina de absorción:

$$Q_{GEN} = \dot{m}_{ABS} * C_{p_{agua}} * (T_{e_GEN} - T_{s_GEN})$$

En los meses de verano, el calor del generador dependerá del COP de la máquina de absorción:

$$Q_{GEN} = \frac{Q_{ref}}{COP}$$

Balance de energía en la entrada al tanque de almacenamiento principal:

$$\dot{m}_3 * T_{et1} = T_{s_GEN} * \dot{m}_{ABS} + T_{r2} * \dot{m}_{ACS}$$

8.2.4 Resolución de las ecuaciones

Durante los meses en los que está en funcionamiento el sistema de refrigeración los parámetros que definen la instalación toman los siguientes valores:

MES	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar
$T_{sc} (K)$	367.5	363.7	353.4	361.7	361.7	361.1
$T_{ec} (K)$	356.2	352.9	345.3	353.3	353.7	353.1
$T_{ei1} (K)$	366	362.4	352.3	360.4	360.4	359.8
$T_{si1} (K)$	359.9	356.3	348.4	356.8	357.3	356.3
$T_{si2} (K)$	357.2	353.6	346.8	355.2	355.9	355.3
$T_{ei2} (K)$	362.9	359.3	350.3	358.5	358.8	258.2
$T_{r2} (K)$	330.8	329.1	323.3	328.2	328	327.2
$T_{cons} (K)$	317.6	316.7	312.1	315.5	315	314.2
$T_{et1} (K)$	361.4	357.8	349.4	357.7	358	357.4
$T_{st1} (K)$	358.3	354.7	347.5	355.9	356	355.8
$T_{et2} (K)$	348.3	345.5	338.2	345	345	344.5
$T_{st2} (K)$	317.6	316.7	312.1	315.5	315	314.2
$T_{m1} (K)$	359.9	356.3	348.5	356.8	357.3	356.7
$T_{m2} (K)$	317.6	316.7	312.1	315.5	315	314.2
$T_{e_GEN} (K)$	365	362.5	356.2	365.4	365.7	364.6
$T_{s_GEN} (K)$	359.1	355.7	348.8	357.5	358.1	357.3
f_{acs}	0.672	0.689	0.655	0.628	0.627	0.617
f_{abs}	0.496	0.503	0.487	0.456	0.410	0.379

Tabla 8.4: Solución de las ecuaciones del dimensionado de la instalación conjunta los meses de verano

Durante los meses en los que está en funcionamiento el sistema de calefacción los parámetros que definen la instalación toman los siguientes valores:

MES	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep
$T_{sc} (K)$	363.4	351.5	362.3	361.4	364.2	364.8
$T_{ec} (K)$	355.3	343.9	354.8	353.4	355.2	355.4
$T_{ei1} (K)$	362.1	350.4	360.9	360	362.8	363.5
$T_{si1} (K)$	359.1	347	358.8	357.3	359.1	359.1
$T_{si2} (K)$	357.9	345.6	357.8	356.1	357.5	357.2
$T_{ei2} (K)$	360.5	348.6	359.8	358.6	360.9	361.2
$T_{r2} (K)$	328.2	320.7	327.5	326.3	327.9	329.2
$T_{cons} (K)$	314.6	309.1	313.8	312.7	314.1	315.9
$T_{et1} (K)$	359.8	347.8	359.3	357.9	360	360.2
$T_{st1} (K)$	358.3	346.2	358.2	356.6	358.1	358
$T_{et2} (K)$	346.2	336.2	345.6	344.4	346.2	346.9
$T_{st2} (K)$	314.6	309.1	313.8	312.7	314.1	315.9
$T_{m1} (K)$	359.1	347	358.8	357.3	359.1	359.1
$T_{m2} (K)$	314.6	309.1	313.8	312.7	314.1	315.9
f_{acs}	0.633	0.532	0.524	0.509	0.63	0.645
f_{cal}	0.331	0.299	0.270	0.235	0.285	0.308

Tabla 8.5: Solución de las ecuaciones del dimensionado de la instalación conjunta los meses de invierno

La contribución solar media alcanza los siguientes valores:

$$f_{acs} = 0.613$$

$$f_{abs} = 0.455$$

$$f_{cal} = 0.288$$

La fracción solar del circuito de agua caliente sanitaria alcanza valores bastante aceptables, que contribuyen a reducir el consumo de gas y las emisiones nocivas que este produce.

Por otro lado, aunque la contribución a la demanda de climatización no es muy alta, al aprovechar el calor residual de la instalación solar se reduce el consumo de gas en un 40%.

La contribución mensual para ambos circuitos se expresa en el siguiente gráfico:

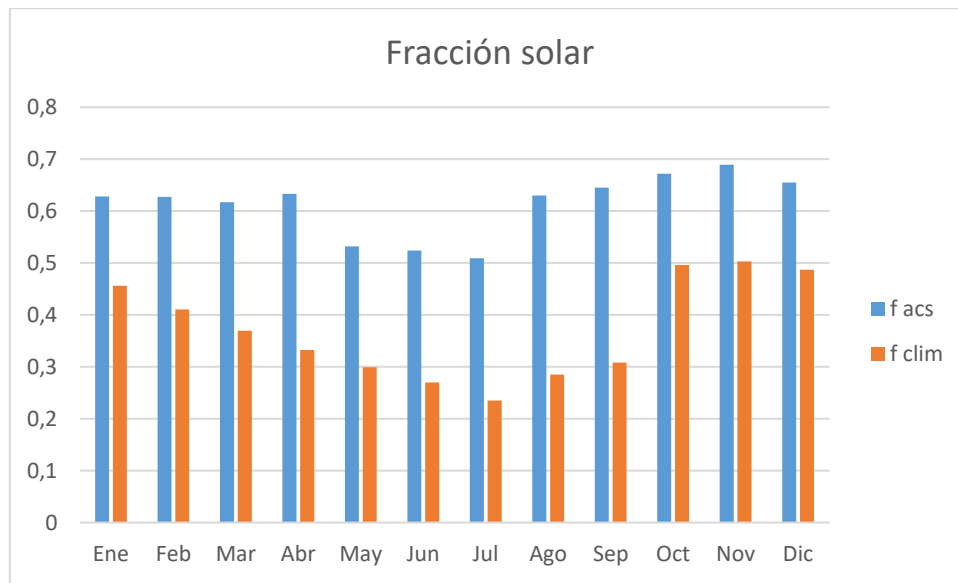


Figura 8.5: Contribución solar de ACS y climatización

9. Dimensionado de la instalación

9.1 Introducción

En el presente apartado se realizan los cálculos necesarios para hallar las dimensiones de los elementos que componen la instalación y asegurar su correcto funcionamiento. Una vez calculadas las dimensiones, se eligen los dispositivos que mejor se adapten a las características de la instalación comparando las distintas opciones que ofrece cada empresa.

Los sistemas que se dimensionan son los siguientes:

- Sistema de captación
- Sistemas de acumulación
- Sistemas de intercambio de calor
- Sistemas de circulación
- Sistema auxiliar de energía
- Sistema de calefacción
- Sistema de refrigeración
- Sistema de control

9.2 Sistema de captación

9.2.1 Colectores solares

El sistema de captación energética elegido para este proyecto es un conjunto de 126 colectores solares. Tras realizar una comparativa entre los más competentes que ofrece el mercado se decide utilizar el llamado 5000ST de la empresa GAMESA. Parte de las características se describen a lo largo del proyecto, ya que son necesarias para realizar los cálculos y, además, se adjunta la hoja de características aportada por el fabricante en el apartado de anexos.



Figura 9.1: Colector solar plano. Fuente: Gamesa [9]

Los colectores solares se disponen conectados en serie en grupos de siete, que a su vez se conectan en paralelo entre cada grupo, tal y como se muestra en el siguiente esquema. De este modo se contribuye a disminuir las pérdidas y a aumentar el rendimiento.

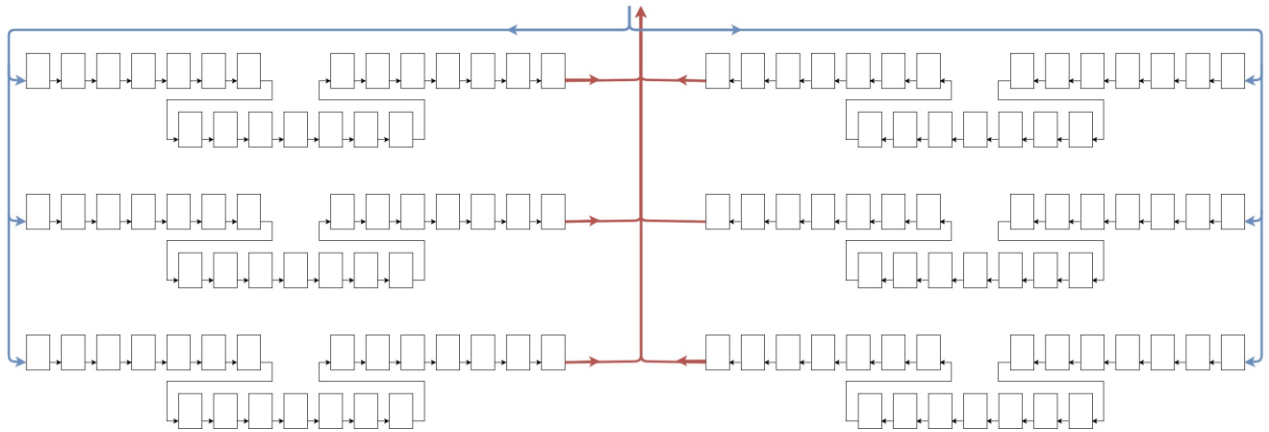


Figura 9.2: Esquema de la distribución de los colectores solares

9.2.2 Fluido caloportador

El fluido caloportador recorre el circuito primario y transmite la potencia calorífica desde los colectores al intercambiador de calor primario. Está compuesto por agua y anticongelante, para evitar el riesgo de congelación durante los meses más fríos del año.

En este proyecto se utiliza una mezcla de agua-glycol en proporciones 90 y 10% respectivamente. El proveedor que lo proporciona es Nu-Calgon.

El volumen total que fluye por el circuito primario es de 470.32 L. El 10% de dicho volumen debe ser anticongelante, por lo que se necesitan 47.03L.

El fabricante distribuye el anticongelante en bidones de 5 o 55 galones. La instalación necesita aproximadamente 12 galones, por lo que se decide adquirir 3 bidones del modelo "Freez-Kontr'l" de 5 galones de capacidad. [12]

9.3 Sistema de almacenamiento

Para satisfacer la demanda de ACS y climatización del hospital es necesario instalar dos tanques de almacenamiento. Ambos se sitúan en el cuarto de calderas y abastecen desde allí a todos los módulos del hospital.

9.3.1 Tanque de almacenamiento principal

El tanque de almacenamiento principal es el encargado de almacenar la potencia calorífica proveniente de los colectores solares. Su instalación es necesaria debido a que el aporte de energía proveniente del sol no es constante a lo largo del día ni de los meses y, así, poder satisfacer la demanda aunque no coincida el momento de la demanda con el aporte solar.

El tanque de almacenamiento principal tiene un grado de estratificación de 0.5. Para conseguir la estratificación, este debe ser vertical y la altura mucho mayor que el diámetro.

Las dimensiones del tanque dependen de la demanda de la instalación. El CTE proporciona una norma orientativa para elegir las dimensiones del tanque:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Donde:

- V es el volumen del tanque de acumulación (m^3).
- A es el área de captación solar de los colectores (m^2).

Para satisfacer la demanda el volumen del tanque de almacenamiento debe ser superior a 16000 litros. Por ello se decide instalar dos tanques de 10000 litros.

Se decide instalar el modelo MV-10000-IB producido por la empresa Lapesa.

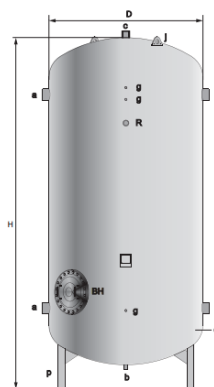


Figura 9.4: Tanque de almacenamiento principal. Fuente: Lapesa [13]

9.3.2 Tanque de almacenamiento de ACS

El tanque de ACS se encarga de abastecer el consumo de agua del conjunto de módulos del hospital.

Su volumen se calcula utilizando la normativa encontrada en el CTE y en el DTIE 1.01, que exigen un volumen mínimo que pueda abastecer al conjunto de los módulos del hospital en el momento de demanda máxima.

Siguiendo las indicaciones que aportan los documentos anteriormente citados se realizan los cálculos teniendo en cuenta que el consumo máximo equivale al 75% del consumo diario. Hallando el número de viviendas equivalentes, la duración del periodo punta, el caudal máximo horario, el factor de forma y el volumen útil se llega a la conclusión de que el volumen efectivo del tanque de acumulación de agua caliente sanitaria es:

$$V_{ACS} = 5651 \text{ l}$$

El modelo que mejor se adecúa a dicho volumen es el “MVV6000 RB” de la marca Lapesa, que tiene un volumen efectivo de 6000 l. [13]

9.4 Sistema de intercambio de calor

Para garantizar el correcto funcionamiento de la instalación intervienen dos intercambiadores de calor:

- Intercambiador primario, que se encarga de transmitir la potencia térmica del circuito primario al secundario.
- Intercambiador del circuito de ACS, que se encarga de calentar el agua proveniente de la red hasta la temperatura de consumo.

Ambos intercambiadores de calor tienen una eficiencia de 0.7. En el presente epígrafe se calculan las dimensiones de los intercambiadores, así como el número de placas que debe tener cada uno para garantizar una correcta eficiencia y transmisión de calor.

9.4.1 Intercambiador de calor principal

La transferencia de calor entre los fluidos que discurren por el intercambiador principal se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q = \frac{U * A * \Delta T_{lm}}{\varepsilon}$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia térmica ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$).
- A es el área de transferencia de calor del intercambiador (m^2).
- ΔT_{lm} es la diferencia logarítmica media de temperaturas (K).

- ε es la eficiencia del intercambiador, 0.7 en este caso.

Para decidir qué intercambiador se utiliza en la instalación es necesario conocer sus dimensiones:

$$A = \frac{Q * \varepsilon}{U * \Delta T_{lm}}$$

Para calcular el área del intercambiador es necesario conocer la potencia térmica, el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia efectiva de temperaturas.

El coeficiente global de transferencia de calor se calcula como el inverso de la resistencia total:

$$U = \frac{1}{\sum R}$$

Las resistencias térmicas que intervienen en el flujo de calor del intercambiador son la resistencia por convección interior y exterior y la resistencia de conducción del material:

$$\sum R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{K} + \frac{1}{h_e}$$

Donde:

- h_i es el coeficiente de convección interior (W/m^2K).
- h_e es el coeficiente de convección exterior (W/m^2K).
- e es el espesor de las placas, 0.001 m.
- k es la conductividad del titanio, material del que están hechas las placas, 21.9 ($W/m*K$).

Para poder continuar con los cálculos es necesario determinar los parámetros básicos que definen el intercambiador:

Flujo másico que circula entre las placas:

Los flujos másicos del circuito primario y secundario son iguales, ya que se considera un intercambiador simétrico. El flujo másico que circula entre las placas se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{canal} = \frac{\dot{m}}{\frac{N-1}{2}}$$

Donde:

- \dot{m} es el flujo másico del circuito primario o secundario (kg/s)
- N es el número de placas del intercambiador

El flujo másico de los circuitos primario y secundario es calculado en los epígrafes anteriores y su valor es:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 4.07 \text{ kg/s}$$

Para realizar una primera iteración se suponen 49 placas.

Velocidad de los fluidos:

La velocidad con la que el fluido discurre entre las placas se calcula del siguiente modo:

$$v = \frac{\dot{m}_{canal}}{\rho * A_{canal}}$$

Área del canal:

Es el área que hay entre cada placa:

$$A_{canal} = b * w$$

Donde:

- b es la separación entre cada placa (m).
- w es el ancho del intercambiador elegido (m).

Las dimensiones vienen dadas por el fabricante y son:

$$b = 0.004 \text{ m}$$

$$w = 0.123 \text{ m}$$

Longitud característica:

$$I_c = \frac{4 * S_c}{P_c}$$

Donde:

- S_c es la sección característica del canal (m²).
- P_c es el perímetro característico (m).

Operando, la expresión queda del siguiente modo:

$$I_c = \frac{4 * b * w}{2 * w} = 2 * b$$

Número de Reynolds:

El número de Reynolds se calcula operando con la velocidad, la longitud característica y las propiedades de los fluidos primario y secundario:

$$Re = \frac{v * I_c * \rho}{\mu}$$

Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{K}$$

Número de Nusselt:

$$Nuss = 0.4 * Re^{0.64} * Pr^{0.4}$$

Fuente: Apuntes *Ingeniería Fluidomecánica* UC3M

Realizando los cálculos correspondientes en una hoja de cálculo MathCad se obtiene el siguiente valor del coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = 1740.5 \frac{W}{K * m^2}$$

La diferencia logarítmica media de temperaturas se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sc} - T_{st1}) * (T_{ec} - T_{et1})}{\ln \left(\frac{T_{sc} - T_{st1}}{T_{ec} - T_{et1}} \right)}$$

Donde:

- T_{sc} es la temperatura a la salida de los colectores (K).
- T_{st1} es la temperatura a la salida del tanque primario (K).
- T_{ec} es la temperatura a la entrada de los colectores (K).
- T_{et1} es la temperatura a la entrada del tanque primario (K).

Utilizando los valores obtenidos a partir de MathCad explicados en el epígrafe de dimensionado de la instalación conjunta obtenemos el siguiente valor:

$$\Delta T_{lm} = 8.74 K$$

La potencia térmica puede calcularse del siguiente modo:

$$Q = \dot{m}_1 * C_{p_{agua-glycol}} * (T_{sc} - T_{ec}) = 47738.7 \text{ W}$$

De modo que el área total de transmisión que debe tener el intercambiador principal es:

$$A = 2.2 \text{ m}^2$$

Para calcular el número de placas basta con dividir el área total de transmisión entre el área de una placa:

$$N = \frac{A}{A_{placa}}$$

Para la marca de intercambiadores elegida las placas es 0.053 m^2 . De este modo el primer valor del número de placas que debe tener el intercambiador de calor primario es:

$$N_1 = 39.3 \text{ placas}$$

Una vez obtenido este valor se procede a iterar y se calcula el número final de placas:

$$N_1 = 37 \text{ placas}$$

El intercambiador de calor que elegido para la instalación es el modelo LPIC-05 de la empresa Lapesa.



Figura 9.5: Intercambiador de calor de placas. Fuente: Lapesa [14].

9.4.2 Intercambiador de calor circuito de ACS

El intercambiador de calor del circuito de ACS se encarga de transmitir la potencia de térmica que proviene de la instalación de colectores al agua de la red de suministro y conseguir calentarla hasta la temperatura de consumo. Su eficiencia también es 0.7 y el proceso seguido para calcular sus dimensiones se repite respecto al intercambiador principal.

Para este intercambiador se necesita el siguiente número de placas:

$$N_2 = 29 \text{ placas}$$

También se elige un intercambiador de la marca Lapesa, en este caso el modelo LPIC-04. [14]

9.5 Sistema de circulación

El sistema de circulación se encarga de transmitir la potencia térmica a todos los puntos de la instalación. Lo compone la red de tuberías por las que fluye el fluido caloportador, las bombas necesarias para proporcionar presión al fluido, vasos de expansión, válvulas y purgadores.

9.5.1 Tuberías

La instalación solar que abastece al hospital es central, por lo que es necesaria una gran red de tuberías que transmitan la potencia calorífica desde los colectores solares hasta cada módulo.

Todas las tuberías son rígidas y de cobre. Se utiliza este material ya que es un buen conductor térmico, es muy abundante, de precio accesible y se puede reutilizar.

Debido a los grandes caudales que es necesario movilizar para satisfacer la demanda del hospital se decide utilizar tuberías tipo L, cuyo diámetro exterior es 28 mm y tienen 1 mm de espesor.



Figura 9.6: Tubería de cobre con revestimiento de aislante. Fuente: Leroymerlin

Un gran porcentaje de la red de tuberías va bajo tierra, uniendo el cuarto de calderas con cada módulo. Las tuberías de este tramo, al igual que las que se encuentran dentro del cuarto de calderas no requieren aislante. La longitud total de tubería de cobre requerida son 1393 metros.

El proveedor elegido para las tuberías es Salvador Escoda y el código del producto elegido es TF 01 125. [15]

Las tuberías del circuito primario están expuestas al exterior por lo que, tal y como marca el RITE, deben ir rodeadas de aislante. El grosor del aislante, calculado con anterioridad, debe ser de 35 mm. Se elige un aislamiento tubular flexible “Solar forrado pvc” también de la marca Salvador Escoda, cuyas características principales se adjuntan en la hoja de anexos.

9.5.2 Bombas

Las bombas se encargan de proporcionar presión a los distintos fluidos para que puedan llegar a todos los puntos de la instalación a pesar de las pérdidas de carga que tienen lugar a lo largo de las tuberías y otros elementos de la instalación.

Para saber el número y el tipo de bombas que es necesario instalar se debe conocer la temperatura del fluido, los caudales y las pérdidas de carga.

A continuación se explica detalladamente el cálculo de pérdidas de carga en los elementos que componen la instalación:

Pérdidas de carga en colectores solares:

El fabricante, en la hoja de características del producto indica que la pérdida de carga máxima que sufre el fluido caloportador al atravesar un colector es 150 Pa.

La instalación de este proyecto está compuesta por 126 colectores, por lo que las pérdidas totales son:

$$\Delta P = 150 * 126 = 18900 \text{ Pa}$$

Pérdidas de carga en tuberías:

Las pérdidas de carga a lo largo de las tuberías vienen dadas por la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{1}{2} * \rho * v^2 * \left[f * \frac{L}{D_{int}} + \sum K_v \right]$$

Donde:

- f es el coeficiente de fricción, que depende de Reynolds.
- L es la longitud de la tubería (m).
- D_{int} es el diámetro interno de la tubería (m).
- K_v es el coeficiente de pérdidas de distintos elementos de la instalación.

El coeficiente de pérdidas depende de los elementos que haya en el tramo de tubería en el que se estudia la pérdida de carga, tal y como se muestra en la siguiente tabla:

Accesorios	K	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2.5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0.2	13
Válvula de compuerta (abierta $\frac{3}{4}$)	1.15	35
Válvula de compuerta (abierta $\frac{1}{2}$)	5.6	160
Válvula de compuerta (abierta $\frac{1}{4}$)	24.0	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
"T" por la salida lateral	1.80	67
Codo a 90° de radio corto (con bridas)	0.90	32
Codo a 90° de radio normal (con bridas)	0.75	27
Codo a 90° de radio grande (con bridas)	0.60	20
Codo a 45° de radio corto (con bridas)	0.45	-
Codo a 45° de radio normal (con bridas)	0.40	-
Codo a 45° de radio grande (con bridas)	0.35	-

Figura 9.7: Pérdida de carga de diferentes accesorios en tuberías. [16]

La velocidad del fluido se calcula a partir del flujo másico de la siguiente forma:

$$v = \frac{4 * \dot{m}}{\rho * \pi * D_{int}^2}$$

El coeficiente de fricción varía en función del número de Reynolds del siguiente modo:

$$Re = \frac{\rho * v * D_{int}}{\mu}$$

En aquellos tramos en los que el fluido discurre en régimen laminar, es decir, $Re < 2300$, el valor del coeficiente de fricción se puede aproximar a la siguiente expresión:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Para los casos en los que el régimen sea turbulento se utiliza el Diagrama de Moody, en el que el coeficiente de fricción se obtiene a partir del número de Reynolds y el siguiente cociente:

$$\frac{\varepsilon}{D_{int}}$$

Donde:

- ε es la rugosidad de la tubería de cobre, 0.0015 mm.

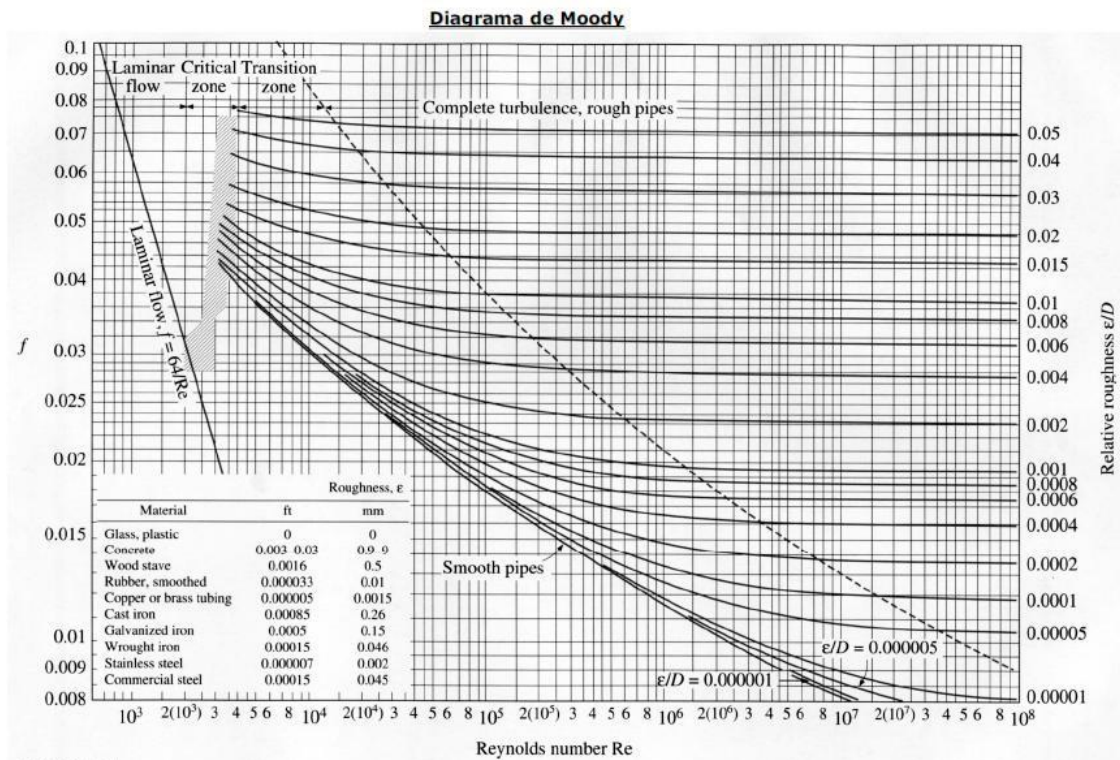


Figura 9.8: Diagrama de Moody. [17]

Pérdida de carga en intercambiadores de calor:

Las pérdidas de carga en los intercambiadores de calor son aportadas por el fabricante. En el caso de los intercambiadores utilizados en esta instalación las pérdidas de carga son:

$$\Delta P_{\text{intercambiador}} = 58800 \text{ Pa}$$

Pérdidas de carga en máquina de absorción:

Las pérdidas de carga que sufre la máquina de absorción también son aportadas por el fabricante:

$$\Delta P_{\text{maq. Absorción}} = 70100 \text{ Pa}$$

Pérdidas de carga en suelo radiante:

Las pérdidas de carga que sufre el fluido caloportador al circular por el suelo radiante se calculan del mismo modo que las pérdidas de carga de las tuberías principales de la instalación.

Se utilizan los siguientes parámetros:

- Longitud del suelo radiante, que depende de cada módulo.
- El diámetro interior es de 29 mm.
- El fluido en su interior tiene una velocidad de 0.5 m/s.

Por tanto las pérdidas de carga del suelo radiante varían en función del módulo.

Es necesario instalar diferentes bombas para que la instalación funcione correctamente.

Bomba circuito primario

Se encarga de bombear el fluido caloportador a lo largo del circuito primario. En este tramo hay que tener en cuenta las pérdidas en los colectores, a lo largo de la tubería y en el intercambiador de calor principal.

Las pérdidas de carga que tiene que superar la bomba situada en el circuito primario son:

$$\Delta P_{B1} = 320342 \text{ Pa}$$

Para calcular la potencia mínima que debe tener la bomba se utiliza la siguiente expresión:

$$W = \frac{\Delta P * \dot{m}_1}{\rho * \eta}$$

Donde:

- W es la potencia de la bomba (W).
- ΔP son las pérdidas de carga que debe superar (Pa).
- \dot{m}_1 es el flujo másico del circuito primario (Kg/s).
- ρ es la densidad del agua-glycol (kg/m³).
- η es el rendimiento de la bomba, 0.9 en este caso.

La potencia total de la bomba del circuito primario es:

$$W_{B1} = 1413 \text{ W}$$

Para evitar paradas de la instalación en el caso de que una bomba falle, y tal como exige el RITE, se colocan dos bombas en paralelo.

Bomba circuito secundario

Bombee el fluido secundario entre el intercambiador de calor y el tanque de acumulación principal. Solo hace frente a las pérdidas de carga producidas en el intercambiador y en las tuberías del circuito secundario.



Pérdida de carga total en el circuito secundario es:

$$\Delta P_{B2} = 31367 \text{ Pa}$$

La bomba elegida debe poder suministrar la siguiente potencia:

$$W_{B2} = 138 \text{ W}$$

Bomba circuito ACS

Se encarga de bombear el fluido a lo largo del circuito de agua caliente sanitaria y llevarlo hasta cada módulo del hospital.

La pérdida de carga que tiene que hacer frente dicha bomba es:

$$\Delta P_{B3} = 303879 \text{ Pa}$$

La bomba elegida debe poder suministrar la siguiente potencia:

$$W_{B4} = 1340 \text{ W}$$

Bomba circuito refrigeración

Se encarga de bombear el fluido a lo largo del circuito de climatización.

La pérdida de carga que tiene que hacer frente dicha bomba es:

$$\Delta P_{B3} = 443697 \text{ Pa}$$

La bomba elegida debe poder suministrar la siguiente potencia:

$$W_{B4} = 1957 \text{ W}$$

Las bombas elegidas son fabricadas por la marca Grundfos, concretamente el modelo "Bomba Solar SQFlex", cuyas especificaciones técnicas se pueden consultar en el apartado de anexos. [18]

Bombas circuito calefacción

Para impulsar el agua a lo largo del suelo radiante de cada módulo es necesario instalar diversas bombas que permitan superar las pérdidas de carga a lo largo de dichas tuberías. Sin embargo, en este proyecto no se profundiza en la instalación y dimensionado de las bombas para el circuito de calefacción.

9.5.3 Vasos de expansión

Los vasos de expansión se encargan de proteger la instalación ante dilataciones de los fluidos al aumentar su temperatura.

Se utilizan vasos de expansión cerrada, de tipo membrana. Cuando el fluido se dilata ejerce presión en la membrana, la cual se deforma y consigue que la presión del fluido no supere los valores recomendables.

Es necesaria la instalación de un vaso de expansión en el circuito primario, en el secundario y en el terciario. En el circuito de ACS no es necesario, ya que no se trata de un circuito cerrado y no se van a sobrepasar presiones límite.

Para elegir los vasos de expansión que requiere la instalación es necesario conocer el volumen máximo de expansión que pueden sufrir los fluidos.

La variación de volumen se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta V = \frac{V}{1000} * (\rho_{T_min} - \rho_{T_max})$$

Donde:

- V es el volumen del circuito (m^3).
- ρ_{T_max} es la densidad del fluido a la temperatura máxima que pueden soportar los colectores solares ($200^{\circ}C$).
- ρ_{T_min} es la densidad del fluido a la temperatura mínima registrada en la localización del hospital. [19]

Vaso de expansión circuito primario

Para calcular el volumen del circuito primario hay que tener en cuenta el volumen de los colectores, de las tuberías de dicho circuito y del intercambiador de calor.

El volumen unitario de los colectores viene dado por el fabricante y es $0.00185 m^3$. En la instalación del presente proyecto se utilizan 126 colectores, por lo que el volumen total es:

$$V_{colectores} = 0.289 m^3$$

Teniendo en cuenta el volumen de las tuberías y del intercambiador de calor principal el volumen total del circuito primario es:

$$V_{primario} = 0.373 m^3$$

Por lo tanto, el vaso de expansión del circuito primario debe tener el siguiente volumen:

$$V_{vaso1} = 23.12 l$$

Los vasos de expansión elegidos son fabricados por la marca Salvador Escoda. Para el circuito primario se elige el modelo "AC 04 019" que tiene una capacidad de 25 l.

Vaso de expansión circuito secundario

Para calcular el volumen del circuito secundario hay que tener en cuenta las tuberías de dicho circuito, el intercambiador de calor principal y la mitad del tanque de almacenamiento principal.

A la hora de calcular el incremento de volumen, las densidades varían respecto a las utilizadas en el circuito primario. La temperatura mínima no se considera tan radical, aunque sigue siendo baja ya que el cuarto de calderas no está aclimatado. La temperatura máxima disminuye ya que el circuito secundario está protegido de la radiación del sol.

$$V_{\text{secundario}} = 0.245 \text{ m}^3$$

Por lo tanto, el vaso de expansión del circuito secundario debe tener el siguiente volumen:

$$V_{\text{vaso2}} = 19.65 \text{ l}$$

En el circuito secundario se instala el mismo vaso de expansión que en el primario.

Vaso de expansión circuito de climatización

Está situado en el circuito de climatización, entre la caldera y el generador de la máquina de absorción.

El volumen de este vaso de expansión es 27.46 l y el modelo elegido es “AC 04 006”, también de la marca Salvador Escoda.

9.5.4 Válvulas

Se colocan tres tipos de válvulas para garantizar el correcto funcionamiento de la instalación:

Válvulas anti retorno:

Se encargan de que ningún fluido discurra por el circuito en sentido inverso y esto ocasione pérdidas energéticas.

Válvulas de corte:

Se accionan en momentos puntuales para aislar los fluidos caloportadores y poder realizar tareas de mantenimiento y reparaciones.

Válvulas de seguridad:

Son válvulas de resorte que se instalan en cada grupo de colectores para poder frenar el fluido en caso de que haya algún accidente y, de este modo, protegerlos.

9.5.5 Purgadores

Los purgadores son dispositivos que se encargan de eliminar el aire que pueda quedar dentro de los circuitos hidráulicos de la instalación solar. La acumulación de aire podría implicar ruidos, corrosión y daños mecánicos ocasionados por las burbujas, por lo que es esencial la ausencia de aire para un funcionamiento óptimo de la instalación.

Los purgadores se colocan delante de las bombas, ya que, debido a una menor presión en esos puntos, se forman micro burbujas.

9.6 Sistema auxiliar de energía

El sistema auxiliar de energía lo conforman dos calderas. Una de ellas se encarga de abastecer energéticamente al circuito de ACS y otra al de climatización, en el caso de que la energía aportada por la radiación solar no sea suficiente para satisfacer la demanda.

La caldera del circuito de ACS está conectada en serie al circuito y, si la temperatura del agua no es lo suficientemente elevada, la calienta hasta llegar a la temperatura de suministro.

En cambio, en el circuito de climatización la caldera está conectada en paralelo. De este modo, si la temperatura de retorno del agua es inferior a la estipulada, la caldera entra en funcionamiento y calienta el fluido.

Las desviaciones de los fluidos se controlan con válvulas automáticas y un termostato, que en función de la temperatura controlan si la caldera entra en funcionamiento o no.

El dimensionado de caldera se realiza para el caso más desfavorable, es decir, para el mes en el que la demanda energética sea mayor y considerando que los colectores solares no realizan aporte energético.

En el caso del circuito de ACS, las potencias mensuales son las siguientes:

Mes	Q (kW)
Ene	17.70
Feb	16.33
Mar	18.46
Abr	18.22
May	19.21
Jun	19.59
Jul	19.59
Ago	19.21
Sep	17.50
Oct	17.33
Nov	16.40
Dic	17.70

Tabla 9.1: Demanda térmica circuito de ACS

Los meses de mayor demanda energética son junio y julio, requiriéndose una potencia de casi 20 kW. La caldera elegida es producida por la marca Viessman, en concreto el modelo “Vitodens 050-W”, capaz de suministrar hasta 24 kW. Se trata de una caldera de condensación a gas, que alcanza un rendimiento del 103%.

Para el circuito de climatización es necesario instalar una caldera que satisfaga la demanda tanto a lo largo de todo el año. Las demandas energéticas anuales son las siguientes:

Mes	Q (kW)
Ene	196.77
Feb	188.70
Mar	186.90
Abr	78.96
May	88.47
Jun	98.23
Jul	97.60
Ago	88.41
Sep	66.44
Oct	142.33
Nov	163.15
Dic	175.44

Tabla 9.2: Demanda térmica circuito de climatización

Tal y como se observa en la tabla, el mes con mayor demanda energética es enero. La caldera tiene que ser capaz de suministrar 195 kW para poder satisfacer la demanda ese mes en el caso de que la instalación solar no estuviese en funcionamiento.

El modelo elegido es el denominado “Vitocrossal 200”. También se trata de una caldera de condensación a gas capaz de suministrar hasta 246 kW.



Figura 9.9: Caldera de combustión de gas. Fuente: Viessman

9.7 Sistema de calefacción

Para garantizar la temperatura de confort durante los meses de invierno se instala suelo radiante en cada una de las estancias del hospital, excepto baños.

Para realizar un eficiente dimensionado de la instalación del suelo radiante se calcula el área total a climatizar, mediante la suma de la superficie de cada módulo:

$$A_{TOTAL} = 2367.4 \text{ m}^2$$

Para garantizar una correcta distribución de las temperaturas en el interior de los módulos se decide establecer 25 cm de separación entre cada tubo.

La empresa proveedora del suelo radiante es Polyterm, número uno en este producto. [20]

9.8 Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración actúa durante los meses más cálidos del año. Tal y como se explica en epígrafes anteriores, el sistema utilizado es una máquina de absorción.

La refrigeración por máquina de absorción encaja muy bien en instalaciones solares, ya que el calor que produce la radiación solar se utiliza para realizar el aporte calorífico en el generador de la máquina de absorción, consiguiendo un ahorro económico y energético.

El dimensionado de la máquina de absorción se realiza para el caso más desfavorable, es decir, el mes en el que la potencia térmica de refrigeración es mayor y se tiene en cuenta su coeficiente de operación (0.85):

Mes	Potencia (kW)
Octubre	165.80
Noviembre	190.05
Diciembre	204.35
Enero	229.2
Febrero	219.8
Marzo	217.70

Tabla 9.3: Demanda térmica de refrigeración

El mes en el que la demanda de refrigeración es mayor es el mes de enero, siendo necesario abastecer 229.2 kW.



El modelo elegido es el CH-K80, producido y distribuido por la marca YAZAKI, que tiene una capacidad frigorífica de 281 kW. El resto de características se pueden observar en el apartado de anexos. [21]

9.9 Sistema de control

El sistema de control, compuesto por válvulas, termostatos y presostatos, se encarga de controlar la presión, temperatura y otros parámetros necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación.

En caso de detectar sobrecalentamientos, heladas o sobrepresiones se encarga de detener la instalación para evitar daños mayores.

Dado que la instalación conjunta está formada por circuitos independientes, cada circuito debe tener su sistema de control y así poder detener solo el circuito afectado y continuar con el funcionamiento del resto de la instalación.

10. Estudio del impacto ambiental y reducción de emisiones

10.1 *Introducción*

Desde la revolución industrial el planeta ha estado sometido a grandes emisiones de CO₂ y otros gases nocivos que han ocasionado el conocido cambio climático. Los problemas más graves a los que se enfrenta la humanidad desde entonces son la contaminación atmosférica, destrucción de la capa de ozono, deshielo de los polos, acidificación de suelos y agua dulce y, en consecuencia una destrucción del planeta y disminución de la biodiversidad.

La búsqueda de comodidad del hombre le ha llevado a un crecimiento exponencial del consumo energético, lo que implica un aumento de las emisiones.

Otro problema al que se enfrenta la humanidad es el agotamiento de combustibles fósiles, por lo que es necesario investigar y desarrollar nuevas formas de obtención y suministro de energía.

Una solución al problema del cambio climático es la utilización de energías limpias o renovables. Estas provienen de recursos terrestres, que son inagotables, y su obtención no conlleva la emisión de gases de efecto invernadero.

El presente proyecto cuenta con una red de colectores solares, capaces de satisfacer más del 60% de la demanda de ACS, así como contribuir con las demandas energéticas de calefacción y refrigeración. Con ello se consigue una importante reducción de emisiones nocivas para el planeta y se promueve la utilización de energías renovables, en este caso solar.

En este epígrafe se realiza un estudio del consumo energético del hospital, de las emisiones de gases nocivos que este consumo produce y se compara con otras instalaciones alternativas.

10.2 *Emisiones de la presente instalación*

Para calcular las emisiones de la instalación conjunta que abastece al hospital es necesario conocer las demandas energéticas de ACS y climatización y el porcentaje de demanda cubierto por la energía solar.

Las emisiones de gases nocivos se deben a la fracción energética que no se abastece con los colectores solares y, por tanto, es necesario la utilización de una caldera de gas para satisfacer la demanda.

La combustión de gas natural origina 2.34 toneladas de CO₂ por MWh producido, tal y como se muestra en la siguiente imagen:

COMBUSTIBLES					
FUENTE ENERGÉTICA	CONSUMO FINAL DIRECTO		ENERGÍA PRIMARIA ⁽¹⁾		FACTOR DE EMISIÓN ⁽²⁾⁽³⁾
	tep	Volumen específico	tep	MWh	tCO ₂ /tep
Hulla	1	2,01 t	1,14	13,21	4,23
Lignito negro	1	3,14 t	1,14	13,21	4,16
Carbón para coque	1	1,45 t	1,14	13,26	4,40
Biomasa agrícola	1	3,34 t	1,25	14,53	neutro
Biomasa industria forestal	1	2,87 t	1,25	14,53	neutro
Coque de petróleo	1	1,29 t	1,42	16,49	4,12
Gas de coquerías	1	1,08 t	1,14	13,26	1,81
Gasóleo C	1	1.092 l	1,12	13,02	3,06
Fuelóleo	1	1.126 l	1,11	12,91	3,18
Gas Natural	1	910 Nm ³	1,07	12,44	2,34
Gases Licuados de Petróleo (GLP)	1	1.763 l	1,05	12,21	2,72
Butano	1	1.670 l	1,05	12,21	2,72
Propano	1	1.748 l	1,05	12,21	2,67
Gas de refinería	1	0,85 t	1,12	13,07	2,30

Figura 10.1: Emisiones en función de la fuente de energía. Fuente: IDAE. [22]

En la siguiente tabla se muestra la demanda total de ACS, calefacción y refrigeración en función de los meses del año y la demanda total.

MES	Demanda ACS (kW)	Demanda calefacción (kW)	Demanda refrigeración (kW)	Total (kW)
Ene	17.70	0	196.77	214.47
Feb	16.33	0	188.70	205.03
Mar	18.46	0	186.90	205.36
Abr	18.22	78.96	0	97.18
May	19.21	88.47	0	107.68
Jun	18.59	98.23	0	116.82
Jul	19.59	97.60	0	117.18
Ago	19.21	88.41	0	107.62
Sep	17.50	66.44	0	83.94
Oct	17.33	0	142.33	159.66
Nov	16.40	0	163.15	179.55
Dic	17.70	0	175.44	193.14

Tabla 10.1: Demanda térmica total

Para el cálculo de los kWh anuales que requiere la instalación se estudia la curva de distribución de consumo de energía diaria, suponiendo que es constante a lo largo de cada mes.

De la demanda total, mostrada en la anterior tabla, se sustrae la energía abastecida por los colectores solares y se obtiene la energía que tiene que satisfacer la caldera, a partir de la cual se calculan las emisiones.

MES	Total (MWh)	Aporte solar (MWh)	Aporte caldera (MWh)
Ene	65.88	30.98	34.89
Feb	56.88	24.33	32.54
Mar	63.08	24.71	38.36
Abr	29.15	11.33	17.81
May	33.38	11.37	22.00
Jun	35.04	10.87	24.16
Jul	36.32	10.20	26.12
Ago	33.36	11.56	21.79
Sep	25.18	9.52	15.65
Oct	49.05	25.27	23.77
Nov	53.38	27.76	25.61
Dic	59.33	29.81	29.51

Tabla 10.2: Demanda cubierta por las calderas

Por cada MWh que suministra la caldera se emiten gases nocivos. En la siguiente tabla aparecen las toneladas de CO₂ emitidas cada mes, así como las totales cada año:

MES	Toneladas CO ₂
Ene	6.56
Feb	6.12
Mar	7.22
Abr	3.35
May	4.14
Jun	4.55
Jul	4.91
Ago	4.10
Sep	2.95
Oct	4.47
Nov	4.82
Dic	5.55
TOTAL	58.74

Tabla 10.3: Toneladas de CO₂ emitidas por la instalación

La instalación solar utilizada emite 58.74 toneladas de CO₂ a la atmósfera.

10.3 Comparativa con las emisiones de instalación alternativa

Para comprobar la reducción de emisiones que conlleva la utilización de colectores solares como fuente de energía, se compara la instalación solar del presente proyecto con una instalación que utiliza la combustión de gas como única fuente de energía.

En esta comparativa no se tiene en cuenta la contaminación que generan las bombas, demás equipos eléctricos que intervienen en la instalación, ya que funcionan y contaminan del mismo modo en ambas alternativas.

En el caso de que el total de la demanda energética se abasteciese con dos calderas, esta debería aportar la potencia equivalente a la demanda de ACS y climatización:

MES	Total (kW)
Ene	214.47
Feb	205.03
Mar	205.36
Abr	97.18
May	107.68
Jun	116.82
Jul	117.18
Ago	107.62
Sep	83.94
Oct	159.66
Nov	179.55
Dic	193.14

Tabla 10.4: Demanda térmica total

Teniendo en cuenta las emisiones que origina la combustión de gas natural, se emitirían las siguientes toneladas de contaminante en función del mes:

MES	Toneladas CO ₂
Ene	12.39
Feb	10.70
Mar	11.87
Abr	5.48
May	6.28
Jun	6.59
Jul	6.83
Ago	6.28
Sep	4.74
Oct	9.23
Nov	10.05
Dic	11.16
TOTAL	101.60

Tabla 10.5: Toneladas de CO₂ emitidas por la instalación de combustión de gas

En el siguiente gráfico se comparan las emisiones de CO₂ emitidas por la instalación solar del presente proyecto, respecto a una instalación que se abasteciese únicamente con caldera de gas natural:

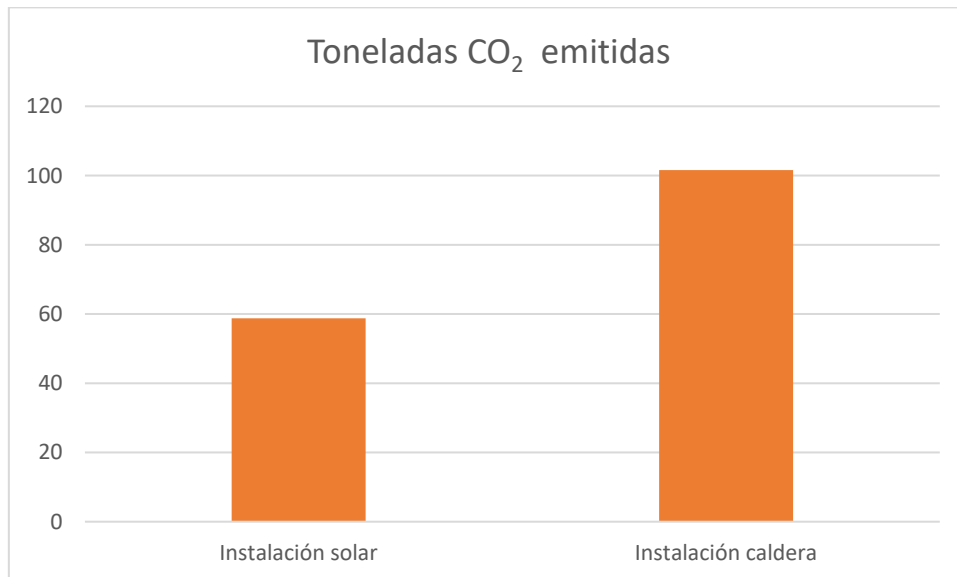


Figura 10.2: Comparativa emisiones instalación solar e instalación de caldera de gas

Gracias a la instalación solar utilizada, las emisiones de CO₂ se reducen un 42%. La instalación del presente proyecto emite 58.74 toneladas de CO₂ a la atmósfera, mientras que una instalación que utilizase solo calderas de gas natural para abastecerse emitiría 101.6 toneladas.

Si se supone que la vida útil de la instalación puede llegar a los 25 años, en total se evitaría la emisión de 1071 toneladas de CO₂ a la atmósfera, contribuyendo así a reducir el crecimiento del cambio climático y las drásticas consecuencias que este implica.

11. Análisis económico

11.1 Introducción

En el presente epígrafe se realiza un estudio de la viabilidad económica de la instalación. Para ello se calcula:

- El presupuesto conjunto de todos los elementos que componen la instalación y la mano de obra.
- El ahorro económico que supone la instalación solar, ya que al reducir el volumen de gas utilizado se reducen los costes de adquisición.
- Las subvenciones con las que cuenta el proyecto.
- Periodo de recuperación de la inversión.

11.2 Presupuesto

En el cálculo de la inversión inicial requerida intervienen todos los elementos que componen la instalación y una estimación de la mano de obra.

Elemento	Marca	Coste unitario (€/ud.)	Unidades	Coste total (€)
Colectores Solares	Gamesa	500	126	63000
Anticongelante	Nu-Calgon	149	3	447
Tuberías	Salvador Escoda	8.9	279	2479.5
Aislante	Salvador Escoda	14.52	136	1974.72
Tanque acumulación principal	Lapesa	9219	2	18438
Tanque acumulación ACS	Lapesa	9954	1	9954
Intercambiador de calor primario	Lapesa	640	1	640
Intercambiador de calor secundario	Lapesa	539	1	539
Bombas	Grundfos	1680	5	8400
Vaso de expansión	Salvador Escoda	45.19	2	90.38
Vaso de expansión circuito terciario	Salvador Escoda	65.36	1	65.36
Máquina de absorción	Yazaki	36503	1	36503
Suelo radiante	Polyterm	5	2367	11835
Válvulas, tornillería y otros componentes				5000
Mano de obra				10000
TOTAL				169366

Tabla 11.1: Presupuesto de la instalación

La inversión inicial que requiere la instalación solar es 169366 €.

11.3 Subvenciones

La construcción del hospital de Atupele fue llevada a cabo por la ONG África Directo, organización española que dirige diferentes proyectos en el continente africano.

Para financiar dicha construcción, África Directo contó con la colaboración de ayudas y donaciones realizadas por diferentes entidades y empresas. La suma total de las ayudas económicas alcanzó el valor de 698.000 €.

Se presupone que, al igual que la construcción, un porcentaje del emplazamiento de la instalación solar es financiado por África Directo y que gran parte de las entidades que contribuyeron en la edificación del hospital vuelven a colaborar. La estimación final de las ayudas recibidas alcanza 60.000€.

Del mismo modo, “Africa Solar Fund” provee de ayudas económicas a proyectos que ofrezcan fuentes de energía renovable en zonas rurales de África. La subvención proporcionada para el presente proyecto es de 50.000€. [24].

Gracias a las ayudas económicas recibidas, la inversión inicial se reduce hasta 59366 €.

11.4 Ahorro económico anual

La utilización de colectores solares como fuente de energía principal conlleva una reducción de costes debido a que se reduce el consumo de gas natural.

Para realizar una estimación de la reducción de costes se utilizan datos obtenidos de “Malawi Data Portal” que nos muestran el precio del gas natural en 2014.

	Units	2014 May	2014 Jun
Natural gas, US	\$/mmbtu	4.6	4.6
Natural gas, Europe	\$/mmbtu	10.2	9.8
Liquefied Natural gas, Japan	\$/mmbtu	16.3	16.1

Figura 11.1: Precio del gas en Malawi. Fuente: Opendataforafrica. [25]

En la tabla se muestra el precio del gas por cada mmbtu, una medida de energía alternativa, en función del país del que se importa. Se supone que el gas es importado desde Japón, por su mejor accesibilidad. [24]

Tras el cálculo, se concluye que el ahorro anual de la instalación solar es:

$$Ahorro_{anual} = 10012.8\text{€}$$

11.5 Periodo de recuperación de la inversión

La herramienta utilizada para analizar la rentabilidad del presente proyecto es el Valor Actual Neto. Teniendo en cuenta la inversión inicial y los flujos de caja de cada intervalo permite calcular el momento en el que se recupera la inversión y se empieza a obtener beneficios.

Se calcula mediante la siguiente expresión: [26]

$$VAN = Beneficio - Coste de mantenimiento - Inversión inicial$$

$$VAN = \sum_n \left(\frac{B - M}{1 + i} \right)^n - I$$

Donde:

- B es el beneficio debido a la reducción de coste al reducirse el consumo de gas.
- n es el número de intervalos o periodos.
- i es el tipo de interés, es decir, la fluctuación de la moneda.
- M es coste de mantenimiento.
- I es la inversión inicial

En la realización de los cálculos se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El coste de mantenimiento es un 1% de la inversión inicial.
- El interés bancario es del 5%.
- Se realiza el cálculo para 25 periodos (n=25), considerando que esta es la vida útil de la instalación.

En la siguiente tabla se muestra el valor del VAN en los 25 periodos posteriores a la puesta en funcionamiento de la instalación:

Año	Flujos		Total	VAN
	M	R		
1	-593.60	10012.80	9419.20	-50563.01
2	-593.60	10012.80	9419.20	-42335.92
3	-593.60	10012.80	9419.20	-34647.04
4	-593.60	10012.80	9419.20	-27461.18
5	-593.60	10012.80	9419.20	-20745.42
6	-593.60	10012.80	9419.20	-14469.01
7	-593.60	10012.80	9419.20	-8603.21



8	-593.60	10012.80	9419.20	-3121.15
9	-593.60	10012.80	9419.20	2002.28
10	-593.60	10012.80	9419.20	6790.52
11	-593.60	10012.80	9419.20	11265.51
12	-593.60	10012.80	9419.20	15447.75
13	-593.60	10012.80	9419.20	19356.38
14	-593.60	10012.80	9419.20	23009.31
15	-593.60	10012.80	9419.20	26423.26
16	-593.60	10012.80	9419.20	29613.87
17	-593.60	10012.80	9419.20	32595.75
18	-593.60	10012.80	9419.20	35382.55
19	-593.60	10012.80	9419.20	37987.04
20	-593.60	10012.80	9419.20	40421.14
21	-593.60	10012.80	9419.20	42696.00
22	-593.60	10012.80	9419.20	44822.04
23	-593.60	10012.80	9419.20	46808.99
24	-593.60	10012.80	9419.20	48665.95
25	-593.60	10012.80	9419.20	50401.43

Tabla 11.2: Valor actual neto durante los años de vida útil de la instalación

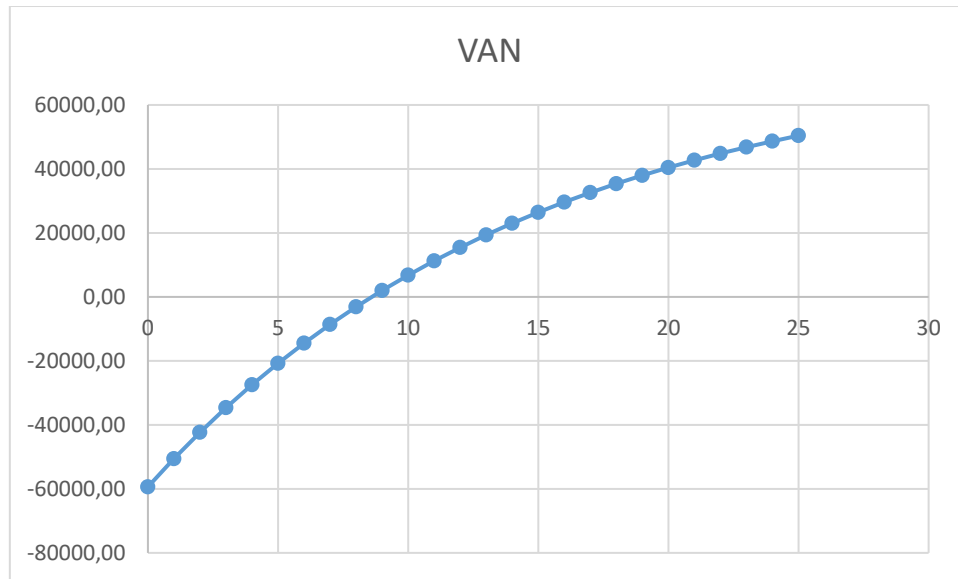


Figura 11.2: Valor actual neto y periodo de recuperación de la inversión inicial

La inversión inicial se recupera 9 años más tarde, momento a partir del cual se comienza a obtener beneficios respecto a una instalación de combustión de gas natural. A los 25 años, vida útil de la instalación, se estima que las ganancias alcancen 50401 €.

12. Conclusiones

El objetivo del presente proyecto es diseñar un sistema capaz de satisfacer la demanda energética de agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración de un hospital situado en Malawi utilizando como fuente de energía principal una instalación solar.

Este tipo de instalaciones permiten reducir de forma considerable la cantidad de emisiones de gases contaminantes a la atmósfera y suponen beneficios a largo plazo.

Utilizando documentos técnicos y legislaciones como el “Reglamento de instalaciones térmicas en edificios” y el “Código técnico de edificación” se calcula la demanda térmica del hospital y se realiza un dimensionado de la instalación solar.

La instalación solar conjunta debe satisfacer una demanda de 7534 l al día en cuanto se refiere al agua caliente sanitaria.

En cuanto a la climatización, la demanda térmica máxima tiene lugar en el mes de enero, alcanzo el valor de 196.77 kW.

Para asegurar la fiabilidad del dimensionado de la instalación se calculan las pérdidas térmicas que tienen lugar en los colectores y en las tuberías del circuito primario, las únicas expuestas al exterior.

Tras realizar el dimensionado de la instalación, cabe destacar la necesidad de emplazamiento de 126 colectores que satisfacen un 61.3% de la demanda de agua caliente sanitaria, un 45.5% de la demanda de refrigeración y un 28.8% de la demanda de calefacción.

Esto implica una reducción considerable de las emisiones de CO₂ y otros gases contaminantes a la atmósfera. La instalación propuesta en el presente proyecto emite 58.74 toneladas de CO₂, mientras que si se utilizase únicamente la combustión de gas natural para satisfacer la demanda energética se emitirían 101.6 toneladas. Los colectores solares permiten emitir aproximadamente 47 toneladas menos de CO₂ que, durante 25 años de vida útil de la instalación, se traducen en 1170 toneladas.

La inversión inicial, teniendo en cuenta todos los elementos de la instalación y la mano de obra, alcanza el valor de 169366€. Gracias a las donaciones conseguidas por África Directo y la subvención otorgada por África Solar Fund, la inversión se reduce hasta 59366€.

Gracias al ahorro que conlleva la implantación de colectores solares al reducirse el consumo de gas, la inversión se recupera 9 años más tarde. Al final de la vida útil de la instalación, 25 años, se obtienen 50401€ de beneficio.



13. Bibliografía

Apuntes de asignaturas de la Universidad Carlos III de Madrid:

Calor y Frío Industrial. 1^{er} curso del Master Universitario de Ingeniería Industrial.

Coordinador de la asignatura: Domingo José Santana Santana.

Instalaciones Térmicas. 4^o curso del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

Coordinador de la asignatura: Raquel Lizarte Mayo.

Energías Renovables. 4^o curso del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

Coordinador de la asignatura: Antonio Soria Verdugo.

Transferencia de Calor. 3^{er} curso del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

Coordinador de la asignatura: Luis Miguel García Gutiérrez.

Ingeniería Fluidomecánica. 2^o curso del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

Coordinador de la asignatura: Pablo Angel García Salaberri.

Libros:

Pinazo, O. (1995). Manual de climatización, Tomo II. Servicio de publicaciones, Universidad Politécnica de Valencia-España.

J.H. Lienhard IV and J.H. Lienhard V, A heat transfer text book, 4th edition, Phlogiston Press, 2012. Cambridge, Massachusetts, USA.

Legislación:



C. T. de la Edificación, (2006). Ahorro de energía. DB-HE1.

C. T. de la Edificación, (2006). Documento Básico Salubridad. Ventilación. Calidad del aire interior.(CTE HS 3).

Reglamento de instalaciones térmicas en edificios (RITE) .(2013).

Viti, A. (1996). Anexo a la DTIE 1.01: cálculo de los sistemas de acumulación de agua caliente para usos sanitarios. ATECYR: El Instalador.

Otros:

Soltero, J. A. V. Proyecto Fin de Carrera Ingeniería Industrial UC3M.

Páginas Web:

[1]. África directo. [Citado Abril/6 2017]. Disponible en: <https://africadirecto.org/>.

[2]. Wikipedia. Malawi. [Citado Abril/26 2017]. Disponible en: <https://es.wikipedia.org/wiki/Malawi>.

[3]. Tu tiempo. Temperaturas medias. [Citado Mayo/9 2017]. Disponible en: <https://www.tutiempo.net/malawi.html>.

[4]. Meteoblue. Dirección y velocidad del viento. [Citado Mayo/26 2017]. Disponible en: <https://www.meteoblue.com>.

[5]. Educaplus. Precipitaciones y humedad relativa. [Citado Mayo/28 2017]. Disponible en: http://www.educaplus.org/climatic/datclim_db.php?estacion=675870.

[6]. Open Data for Africa. Temperatura del agua de red. [Citado Mayo/8 2017]. Disponible en: <http://dataportal.opendataforafrica.org/apps/atlas/Malawi>

[7]. Educaplus. Horas diarias de luz. [Citado Mayo/28 2017]. Disponible en: http://www.educaplus.org/climatic/datclim_db.php?estacion=675870.

[8]. Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital. Instalaciones solares. [Citado Junio/12 2017]. Disponible en: http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Documentos/Documents/Preguntas_y_Respuestas_RITE_07_30_07_10.pdf

[9]. Gamesa. Colector solar plano. [Citado Junio/9 2017]. Disponible en: ftp://www.cype.net/documentaciontecnica/gamesa/gamesa_5000st.pdf.



[10]. Eficiencia energética. Suelo radiante. [Citado Junio/13 2017]. Disponible en: <http://instalacionesyeficienciaenergetica.com/calefaccion-por-suelo-radiante-confort-ahorro-energetico/>.

[11]. Propiedades térmicas del cobre. [Citado Junio/29 2017]. Disponible en: <http://elementos.org.es/cobre>.

[12]. Nu-calgon. Anticongelante. [Citado Agosto/11 2017]. Disponible en: <http://www.nucalgon.com/products/glycol>.

[13]. Lapesa. Tanques de almacenamiento de agua. [Citado Agosto/25 2017]. Disponible en: <http://www.lapesa.es/es/agua-caliente-sanitaria/inox-capacidad-industrial.html>.

[14]. Lapesa. Intercambiadores de calor de placas. [Citado Julio/31 2017]. Disponible en: <http://www.lapesa.es/es/intercambiadores-de-placas.html>.

[15]. Salvador escoda. Aislantes. [Citado Agosto/23 2017]. Disponible en: http://www.salvadorescoda.com/tarifas/Aislamientos_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf

[16]. Pérdidas de carga de elementos en tubería. [Citado Julio/12 2017]. Disponible en: http://editorial.cda.ulpgc.es/servicios/2_fontaneria/22/s224.htm.

[17]. La guía de física. Diagrama de moody. [Citado Julio/30 2017]. Disponible en: <https://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/diagrama-de-moody>.

[18]. Grundfos. Bombas instalación solar. [Citado Agosto/16 2017]. Disponible en: http://es.grundfos.com/bombas_grundfos/bombas_sistemas_bombeo/Bomba_solar.html.

[19]. Calor específico del agua en función de la temperatura. [Citado Junio/7 2017]. Disponible en: http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/caloresph2o.pdf

[20]. Polytherm. Suelo radiante. [Citado Junio/17 2017]. Available from <https://www.polytherm.es/>.

[21]. Yazaki. Máquina de absorción. [Citado Agosto/3 2017]. Disponible en: <http://www.yazakienergy.com/chk50k60.htm>.

[22]. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Contaminación del gas natural. [Citado Agosto/24 2017]. Disponible en: <http://www.idae.es/>.



[23]. Africa Solar Fund. Ayudas económicas a instalaciones solares. [Citado Agosto/16 2017]. Disponible en: <http://africasolarfund.org/>.

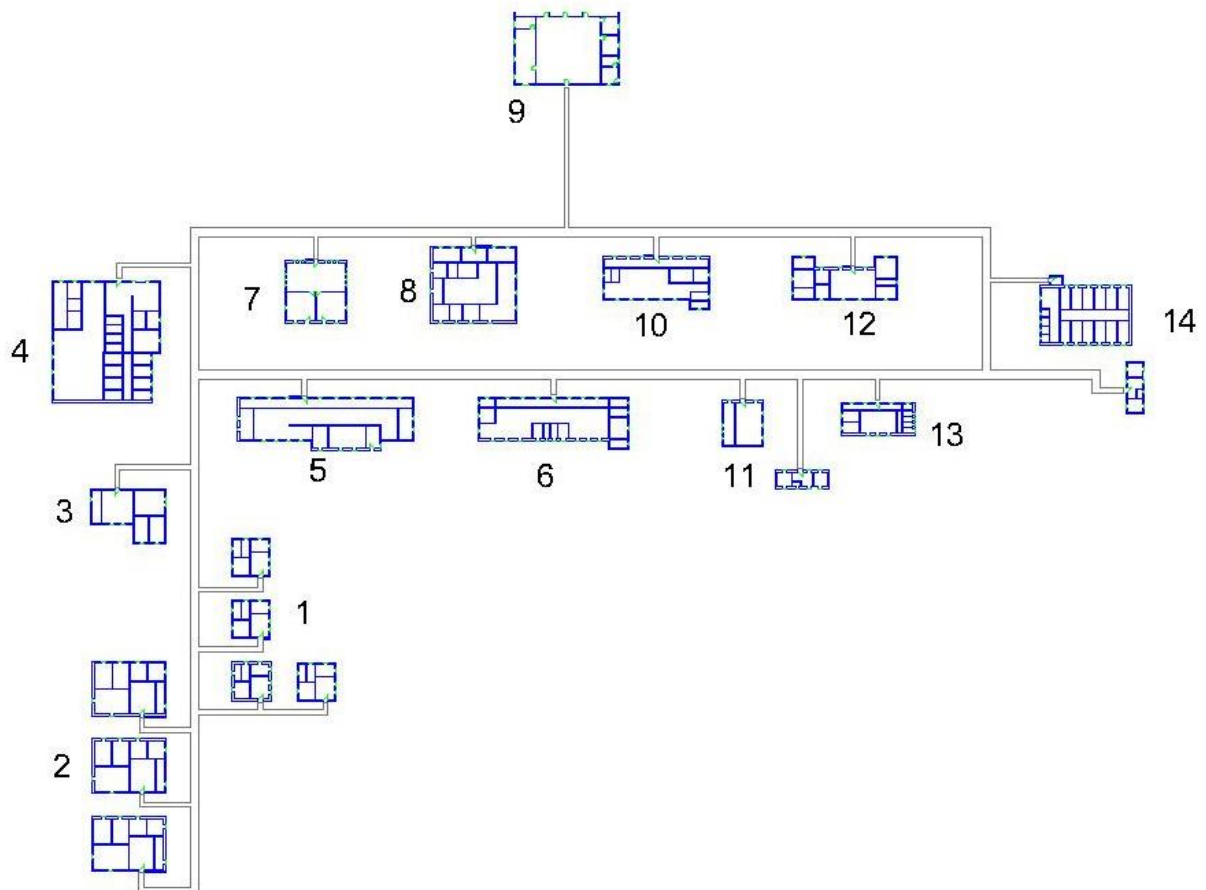
[24]. Malawi Energy Regulation Authority. Precios del gas natural. [Citado Septiembre/13 2017]. Disponible en: <http://www.meramalawi.mw/>.

[25]. Open Data for Africa. Precios del gas natural. [Citado Agosto/27 2017]. Disponible en: <http://malawi.opendataforafrica.org/ngejpye/monthly-natural-gas-prices>.

[26]. Economipedia. Valor actual neto. [Citado Agosto/26 2017]. Disponible en: <http://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>.

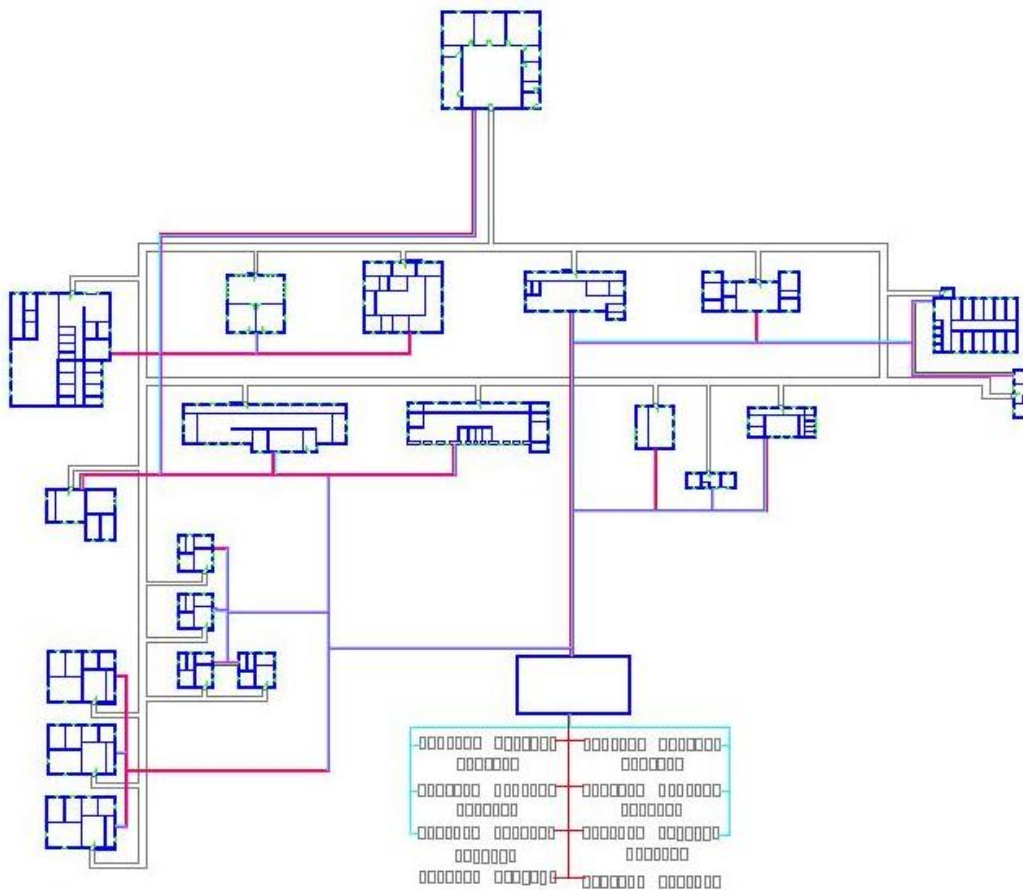
Anexos

Planta del hospital:



- | | |
|--|--|
| 1: Vivienda de personal sanitario tipo 1. | 8: Pediatría |
| 2: Vivienda de personal sanitario tipo 2. | 9: Unidad de tratamiento contra el SIDA |
| 3: Vivienda para invitados | 10: Laboratorio |
| 4: Convento | 11: Cocina |
| 5: Unidad de maternidad | 12: Unidad de vacunación |
| 6: Unidad de hombres y mujeres | 13: Centro de desnutridos |
| 7: Administración y almacén | 14: Unidad de aislamiento |

Plano de la instalación conjunta:



Hoja de características:

- Colectores

Captador Solar Plano 5000ST

El nuevo captador solar plano 5000 ST obtiene un alto rendimiento gracias a su novedoso sistema de aislamiento transparente TIM en forma de panal de abeja, que reduce sensiblemente las pérdidas térmicas del captador. De esta forma se consigue una notable mejora de la curva de rendimiento, que permite su uso en nuevas aplicaciones con temperaturas de hasta 100°C (climatización, procesos industriales, etc.) logrando un alto rendimiento a un coste muy inferior al de otras tecnologías como la de tubo de vacío.

El captador solar plano 5000 ST se compone de un absorbedor con recubrimiento selectivo, fabricado mediante la tecnología de "sputtering", una de las más avanzadas y eficientes del mercado. Este proceso cuenta con la mejor valoración ecológica del sector.



CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS



- Sistema de aislamiento transparente TIM, que reduce las pérdidas por el vidrio.
- Captador fabricado mediante tecnología "sputtering".
- 360° de contacto entre banda absorbente y los tubos de cobre.
- Emisión de sólo un 7% de radiación, minimizando las pérdidas térmicas.
- Absorción del 95% de la radiación solar recibida.
- Superficie de captación de 2,1 m².
- Banda absorbente de aluminio, más ligero y ecológico.
- Caja de aluminio anodizado de alta resistencia a la corrosión.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Dimensiones	2120 x 1050 x 86,2 mm
Área de apertura	2,1 m ²
Peso en vacío	38 Kg
Capacidad de colector	1,85 l.

Caja del captador	Aluminio anodizado
--------------------------	---------------------------

Cobertura transparente	Vidrio templado
Transmisividad	89,80%
Espesor	4 mm

Aislamiento térmico	Fibra de vidrio con film de aluminio
Parte posterior	35 mm
Marcos laterales	15 mm

Aislamiento Transparente bajo vidrio (TIM)	
Material	Acetato de celulosa
Geometría	Panal de abeja
Espesor	15 mm

Absorbedor selectivo	
Recubrimiento absorbente	NiOx / Ni
Tratamiento de la superficie	Sputtering
Absortividad	95% (+/-2)
Emisividad	7% (+/-2)
Material de las bandas	Aluminio

Tubos del absorbedor	
Material	Cobre
Número de tubos	7
Diámetro externo/interno	12/10 mm
Unión por embutición entre tubos y banda absorbente	

Tubos colectores	
Material	Cobre
Diámetro Externo	22 mm



Captador Solar Plano 5000ST

RECOMENDACIONES DE USO

Número máximo de captadores conectados en paralelo: **6**
Presión máxima de trabajo: **6 bar**

Fluido caloportador

Climas en los que no
sea necesario el uso
de anticongelante

Agua* **100%**
Caudal recomendado **50 l/h/m²**
Caída de presión **10,5 mmca**

* Consultar parámetros de calidad del agua en el manual de instalación

En caso de riesgo de
heladas

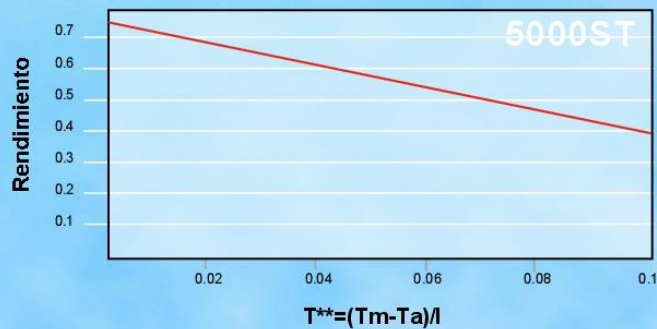
Agua + Glicol** **70/30%**
Caudal recomendado **60 l/h/m²**
Caída de presión **15 mmca**

** Consultar la temperatura mínima histórica registrada en la zona.



CURVA DE RENDIMIENTO DEL CAPTADOR 5000ST

5000ST según INTA: 0,7443-3,508T**
(curva equivalente en función de T_e : 0.7291-3,438T*)



Tm: Temperatura Media en el colector (°C)
Ta: Temperatura Ambiente
I: Irradiación solar instantánea (W/m²)
Te: Temperatura de entrada al colector (°C)



Garantía captador: 8 años.

Los datos contenidos en esta ficha técnica pueden
estar sujetos a cambios sin previo aviso por parte
de Gamesa Solar.



- Tuberías



SALVADOR ESCODA S.A.
www.salvadorescoda.com

Provença, 392 pl. 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. NO INCLUIDO. CONSULTE POSIBLES ACTUALIZACIONES

01 TUBERÍA DE COBRE AISLADO norma EN12735-1



Código	Artículo	€/Rollo
TUBO SIMPLE AISLADO norma EN 12735-1		Consultar
• Rollo de 25 metros "SPLIT"		
TF 01 491	Tubo 1/4"	
TF 01 492	Tubo 3/8"	
TF 01 493	Tubo 1/2"	
TF 01 494	Tubo 5/8"	
TF 01 495	Tubo 3/4"	Consultar
• Rollo de 50 metros "SPLIT"		
TF 01 521	Tubo 1/4"	
TF 01 522	Tubo 3/8"	
TF 01 523	Tubo 1/2"	
TF 01 524	Tubo 5/8"	
TUBO DOBLE AISLADO norma EN 12735-1		Consultar
• Rollo de 20 metros "SPLIT"		
TF 01 481	Tubo 1/4" — 3/8"	
TF 01 482	Tubo 1/4" — 1/2"	
TF 01 483	Tubo 1/4" — 5/8"	
TF 01 484	Tubo 3/8" — 1/2"	
TF 01 485	Tubo 3/8" — 5/8"	

TUBO DE COBRE



Código	Medida	Grueso pared (mm)	Cont. caja	Ø Ext. tubo (mm)	€/Rollo
Norma 12735-1-2001					
• Rollos de 15 metros					
TF 01 091	3/16"	0,762	14	4,76	Ver Tarifa Actualizada en Web
TF 01 092	1/4"	0,8	11	6,35	
TF 01 143	5/16"	0,8	10	7,93	
TF 01 094	3/8"	0,8	8	9,52	
TF 01 095	1/2"	0,8	6	12,70	
TF 01 096	5/8"	0,8	5	15,87	
TF 01 099	5/8"	1	5	15,87	
TF 01 100	3/4"	0,8	4	19,05	
TF 01 097	3/4"	1	4	19,05	
TF 01 098	7/8"	1	4	22,22	
TF 01 082	1/4"	0,7	11	6,35	
TF 01 084	3/8"	0,7	8	9,52	
TF 01 085	1/2"	0,7	6	12,70	
TF 01 086	5/8"	0,7	5	13,87	



• Bobinas de cobre

Código	Artículo	Pared (mm)	Metros	€
BOBINAS DE 50 METROS - Norma 12735-1-2001				
TF 01 181	Bobina 1/4"	0,80	50	Ver Tarifa Actualizada en Web
TF 01 183	Bobina 3/8"	0,80	50	
TF 01 184	Bobina 1/2"	0,80	50	
TF 01 185	Bobina 5/8"	0,80	50	
TF 01 186	Bobina 3/4"	1,00	50	

• Barras de tubo de cobre

Código	Medida	Grueso pared en mm	Ø Exterior tubo	€/mt. lineal
TUBERÍA DE COBRE RÍGIDO (Norma EN 12735-1-2001)				
• Barras de 5 metros				
TF 01 118	3/8"	0,8	9,52	Ver Tarifa Actualizada en Web
TF 01 119	1/2"	0,8	12,70	
TF 01 151	1/2"	1 (CO ₂)	12,70	
TF 01 120	5/8"	0,8	15,87	
TF 01 121	5/8"	1	15,87	
TF 01 129	3/4"	0,8	19,05	
TF 01 122	3/4"	1	19,05	
TF 01 123	7/8"	1	22,22	
TF 01 153	7/8"	1,14 (CO ₂)	22,22	
TF 01 124	1"	1	25,40	
TF 01 125	1-1/8"	1	28,57	
TF 01 126	1-1/8"	1,25	28,57	
TF 01 127	1-3/8"	1,25	34,92	
TF 01 128	1-5/8"	1,25	41,27	
TF 01 028	2-1/8"	1,25	53,97	
TF 01 029	2-5/8"	1,65	66,68	
TF 01 133	3-1/8"	1,65	79,37	
TF 01 134	3-1/8"	2,5	79,37	
TF 01 135	3-5/8"	2,5	92,08	

* En negrita, medida más común dentro de Norma

Nota: Precios sujetos a variaciones sin previo aviso por cotización en mercado internacional: CONSULTAR



SALVADOR ESCODA S.A.

www.salvadorescoda.com

Provença, 392 pl. 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. NO INCLUIDO. CONSULTE POSIBLES ACTUALIZACIONES

04

AISLAMIENTO TUBULAR FLEXIBLE «SOLAR FORRADO PVC»



L'ISOLANTE K-FLEX

Características:

- Temp. de utilización: de -50°C hasta +150°C
- Conductividad térmica λ : +20°C = 0,040 W/(m·k)
EN ISO 8497 (DIN 52613) +40°C = 0,042 W/(m·k)
EN 12667 (DIN 52612) +60°C = 0,045 W/(m·k)
- Resistencia al fuego clase 1: DIN 4102-B2
- Composición: sin CFC, HCFC, sin formaldehído
- Resistencia rayos UV: buena, conforme a ISO 482/2 método A

K-FLEX SOLAR "R" EN CAJAS



SUMINISTRO
CAJA
COMPLETA

150°C

Código	Artículo					metro lineal €
		Ø nominal	Ø Cobre	Ø Hierro	Cont. caja	
• Presentación: tubo aislante de 2 m de longitud • Color blanco						
ESPESOR 14 mm						
Al 04 001	18 x 14	18	3/4"	—	98 m	
Al 04 002	22 x 14	22	7/8"	1/2"	84 m	
Al 04 003	28 x 14	28	1-1/8"	3/4"	64 m	
Al 04 004	35 x 14	35	1-3/8"	1"	50 m	
ESPESOR 20 mm						
Al 04 011	12 x 20	12	1/2"	—	72 m	
Al 04 012	15 x 20	15	5/8"	1/4"	64 m	
Al 04 013	18 x 20	18	3/4"	—	58 m	
Al 04 014	22 x 20	22	7/8"	1/2"	50 m	
Al 04 015	28 x 20	28	1-1/8"	3/4"	40 m	
Al 04 016	35 x 20	35	1-3/8"	1"	32 m	
Al 04 017	42 x 20	42	1-5/8"	1-1/4"	24 m	
ESPESOR 25 mm						
Al 04 041	12 x 25	12	1/2"	—	48 m	
Al 04 042	15 x 25	15	5/8"	1/4"	46 m	
Al 04 043	18 x 25	18	3/4"	—	40 m	
Al 04 044	22 x 25	22	7/8"	1/2"	36 m	
Al 04 045	28 x 25	28	1-1/8"	3/4"	32 m	
Al 04 046	35 x 25	35	1-3/8"	1"	24 m	
Al 04 047	42 x 25	42	1-5/8"	1-1/4"	24 m	
ESPESOR 30 mm						
Al 04 022	15 x 30	15	5/8"	1/4"	36 m	
Al 04 023	18 x 30	18	3/4"	—	30 m	
Al 04 024	22 x 30	22	7/8"	1/2"	28 m	
Al 04 025	28 x 30	28	1-1/8"	3/4"	24 m	
Al 04 026	35 x 30	35	1-3/8"	1"	22 m	
ESPESOR 35 mm						
Al 04 051	15 x 35	15	5/8"	1/4"	22 m	
Al 04 052	18 x 35	18	3/4"	—	22 m	
Al 04 053	22 x 35	22	7/8"	1/2"	22 m	
Al 04 054	28 x 35	28	1-1/8"	3/4"	16 m	
Al 04 055	35 x 35	35	1-3/8"	1"	16 m	

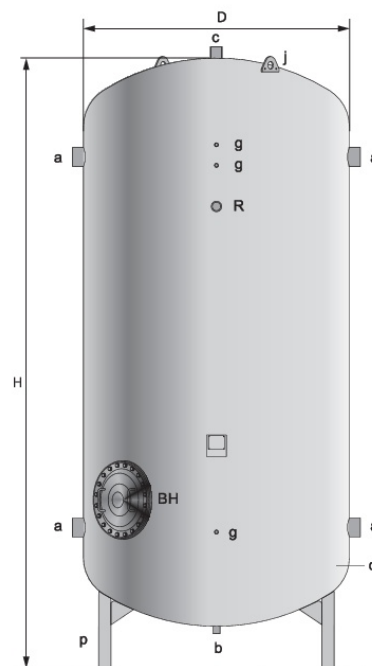
AISLAMIENTOS

G-23

- Tanques de acumulación principales

DEPÓSITOS: **INERCIA**

- Capacidad: **7.000 a 12.000 litros.**
- Material: **acero carbono S235JR.**
- Presión de trabajo: **6 bar.**
- Temperatura máxima de trabajo: **110°C.**
- Boca de hombre lateral **DN400.**
- Tratamiento interno: limpio de partículas.
- Tratamiento externo: imprimación antioxidante.
- Instalación: vertical (opcional horizontal).
- OPCIONAL: resistencias eléctricas de calentamiento.
- OPCIONAL: aislamiento térmico, forro flexible PVC, con fibra de vidrio de 50 ó 100 mm., suministrado aparte.



BH - Boca de paso de hombre lateral DN400
d - Depósito acumulador
j - Orejetas manipulación
p - Pies de elevación

CARACTERÍSTICAS GENERALES		MV-7000-IB	MV-8000-IB	MV-10000-IB	MV-12000-IB
Capacidad	l.	7000	8000	10000	12000
D: Diámetro exterior	mm.	1750	1750	1750	1750
H: Altura total	mm.	3652	4090	5013	5835
a: conexión lateral	" GAS/H	4	4	4	4
b: conexión inferior	" GAS/H	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
c: conexión superior	" GAS/H	2	2	2	2
R: conexión lateral	" GAS/H	2	2	2	2
g: conexión sensores	" GAS/H	3/4	3/4	3/4	3/4
Boca de hombre lateral	DN	DN400	DN400	DN400	DN400
Peso en vacío (aprox.)	Kg	1005	1044	1243	1420

- Tanque de acumulación de ACS

DEPÓSITOS ACUMULADORES / PRODUCTORES ACS MASTER INOX - ACUMULACIÓN

lapesa

MASTER INOX "RB"

Depósitos para **ACUMULACIÓN DE ACS**, desde **1.500 a 6.000** litros de capacidad.

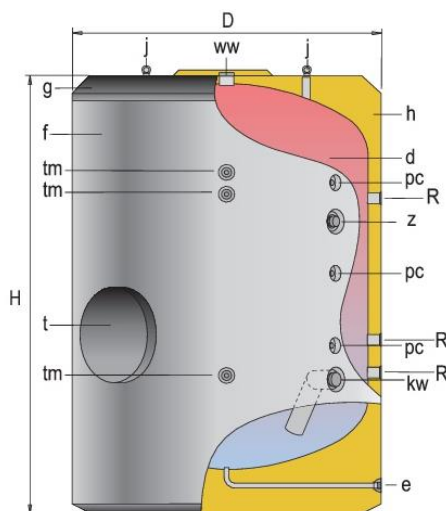
La producción de ACS proviene de sistema externo de intercambio térmico (intercambiador de placas).

Pueden equiparse con resistencias eléctricas de inmersión o resistencias eléctricas cerámicas, como sistema de calentamiento principal y/o apoyo.

Con boca lateral de paso de hombre BH DN400 para acceso al interior del depósito, inspección y tratamientos de limpieza y mantenimiento.

Aislado térmicamente con espuma rígida de poliuretano PU inyectada en molde, de 80 mm. de espesor, con pieza aislante del mismo material en la BH DN400 lateral.

Suministro opcional de conjunto de forro externo acolchado en PVC y conjunto embellecedores, o forrado con chapa de aluminio ALUNOX (ver capítulo ACCESORIOS, pág.: 57).



t - Boca de hombre DN 400
d - Depósito acumulación ACS
f - Forro externo
g - Cubierta superior
h - Aislamiento térmico
j - Cáncamos para transporte

CARACTERÍSTICAS GENERALES		MXV-1500-RB	MXV-2000-RB	MXV-2500-RB	MXV-3000-RB	MXV-3500-RB	MXV-4000-RB	MXV-5000-RB	MXV-6000-RB
Capacidad ACS	l.	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000	6000
D: Diámetro exterior	mm.	1360	1360	1660	1660	1660	1910	1910	1910
H: Altura total	mm.	1830	2280	2015	2305	2580	2310	2710	3210
Diagonal	mm.	2281	2655	2611	2841	3068	2998	3316	3735
kw: entrada agua red	" GAS/M	2	2	2	2	3	3	3	3
ww: salida ACS	" GAS/M	2	2	3	3	3	3	3	3
z: recirculación ACS	" GAS/M	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2	2	2
e: vaciado	" GAS/M	1	1	1	1	1	1	1	2
R: conexión lateral	" GAS/H	2	2	2	2	2	2	2	2
pc: conexión "lapesa correx-up"	" GAS/H	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
tm: conexión sensores	" GAS/H	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Peso en vacío (aprox.)	Kg	265	305	450	485	520	600	670	730

Nota: El depósito de 6.000 litros incorpora patas de apoyo.

- Intercambiadores de calor

ACCESORIOS - MASTER INOX

lapesa

INTERCAMBIADORES DE PLACAS

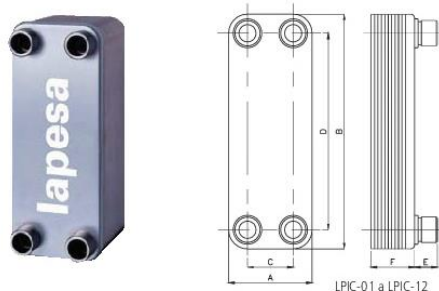
INTERCAMBIADORES DE PLACAS COMPACTOS		Ref.	Nº de placas	Caudal (l/h) 50°C	Potencia (kW) ⁽³⁾	Pérdidas de carga m.c.a.	A x B x F	E	C	D	Conexiones
Temperatura máx. de trabajo	135 / 155°C ⁽¹⁾	LPIC-01	20	1.000	45	< 3	73 x 192 x 42,32	20,1	40	154	3/4"
Presión máx. de trabajo	16 / 25 bar ⁽²⁾	LPIC-02	20	2.000	90	< 6	73 x 315 x 42,32	20,1	40	278	3/4"
Aplicaciones	Líquido/Líquido	LPIC-03	20	3.000	140	< 6	119 x 289 x 48,8	45	72	243	1"
Chasis	AISI 316	LPIC-04	30	4.000	185	< 6	119 x 289 x 71,2	45	72	243	1"
Placas	AISI 316	LPIC-05	40	5.000	235	< 6	119 x 289 x 93,6	45	72	243	1"
Conexiones	AISI 316	LPIC-07	40	7.000	325	< 8	119 x 376 x 93,6	45	63	320	1-1/4"
Complemento	Aislamiento térmico	LPIC-10	60	10.000	465	< 8	119 x 376 x 136,4	45	63	320	1-1/4"
		LPIC-12	70	12.000	560	< 8	119 x 376 x 160,8	45	63	320	1-1/4"

(1) La temperatura máxima de trabajo para los modelos LPIC-01 y LPIC-02 es de 135°C, para el resto de 155°C.

(2) La presión máxima de trabajo para los modelos LPIC-01 a LPIC-05 es de 16 bar, para el resto de 25 bar.

(3) Potencia definida según: Primario 90/60°C y secundario 10/50°C.

Opcional: otras presiones, temperaturas o fluidos.



LPIC-01 a LPIC-12

INTERCAMBIADORES DE PLACAS DESMONTABLES		Ref.	Nº de placas	Caudal (l/h) 50°C	Potencia (kW) ⁽³⁾	Pérdidas de carga m.c.a.	A x C x F mm	E(max) mm	B mm	D mm	H mm	G mm
Temperatura máx. de trabajo	110°C	LPID-00	5	1.000	48	< 3	204 x 490 x 13,25	290	86	381	-	1-1/4"
Presión máx. de trabajo	10 bar	LPID-01	7	1.300	60	< 3	204 x 490 x 18,55	290	86	381	-	1-1/4"
Aplicaciones	Líquido/Líquido	LPID-02	11	2.600	120	< 3	204 x 490 x 29,15	290	86	381	-	1-1/4"
Chasis	Acero carbono	LPID-03	13	3.200	148	< 3	204 x 490 x 34,45	290	86	381	-	1-1/4"
Placas	AISI 316	LPID-04	17	4.200	195	< 3	204 x 490 x 45,05	290	86	381	-	1-1/4"
Conexiones	AISI 316	LPID-05	21	5.200	240	< 3	204 x 490 x 55,65	290	86	381	-	1-1/4"
Juntas	EPDM	LPID-07	27	6.600	305	< 3	204 x 490 x 71,55	290	86	381	-	1-1/4"
Complemento	Aislamiento térmico Pie soporte ⁽⁴⁾	LPID-10	37	8.600	400	< 3	204 x 490 x 98,05	290	86	381	-	1-1/4"
		LPID-12	45	10.000	465	< 3	204 x 490 x 119,25	290	86	381	-	1-1/4"
		LPID-21	23	15.700	725	< 3	312 x 963 x 80,5	960	140	690	185	2"
		LPID-22	29	20.500	950	< 3	312 x 963 x 101,5	960	140	690	185	2"
		LPID-23	35	25.000	1155	< 3	312 x 963 x 122,5	960	140	690	185	2"

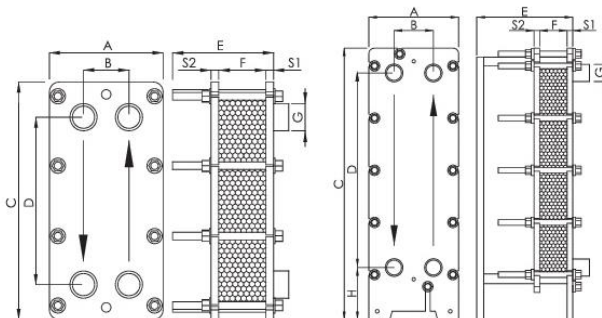
(3) Potencia definida según: Primario 90/60°C y secundario 10/50°C.

(4) Para modelos LPID-00 a LPID-12.

Opcional: otras presiones, temperaturas o fluidos.
Chasis y placas en AISI-304, 316 y titanio.



LPID-00 a LPID-12



LPID-21 a LPID-23

DATOS REQUERIDOS PARA REALIZAR UNA OFERTA DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS A MEDIDA. Para facilitar una oferta específica sobre intercambiadores de placas más apropiados para cada caso, la oferta deberá indicar los datos siguientes sobre el conjunto de circuitos primario y secundario:

- Caudales del circuito primario y secundario
- Temperaturas de entrada/salida de los circuitos primario y secundario
- Propiedades físicas de los líquidos (si no son ni agua ni vapor), densidad y calor específico.
- Presión de trabajo deseada
- Pérdida de carga.

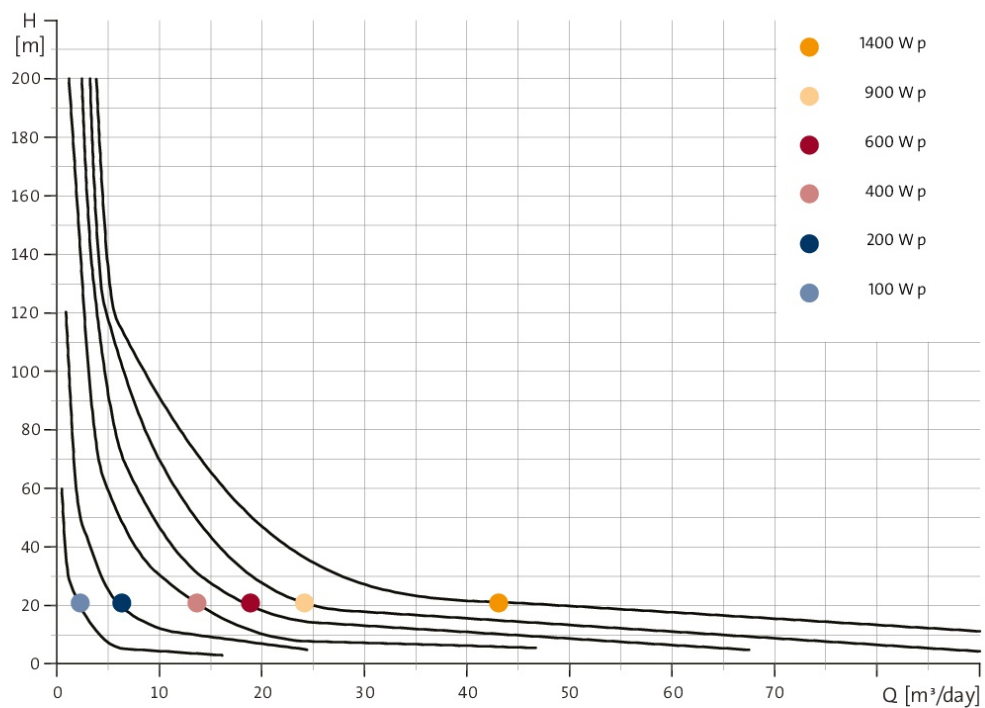
- Bombas

SQFlex

GRUNDFOS 

Total performance, total range

SQFLEX Solar



The SQFlex Solar performance curves

are based on:

- Irradiation on a tilted surface
- $H_t = 6 \text{ kWh/m}^2$ per day
- 20° tilt angle
- Ambient temperature at 30°C
- 20° northern latitude
- 120V DC

- Vasos de expansión

04 VASOS EXPANSIÓN HIDRONEUMÁTICOS

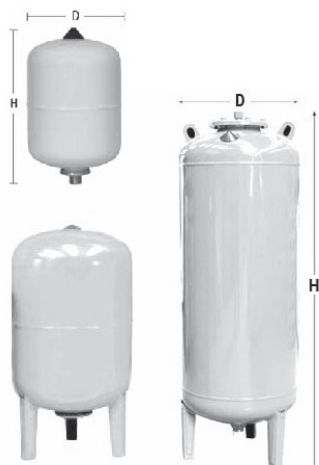
GARANTÍA
2 años

• Para Calefacción



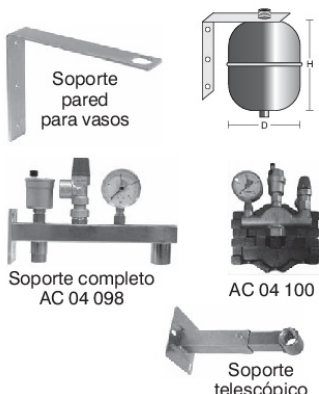
Código	Artículo	D	H	Rosca	Presión Bar	€
VASOS DE EXPANSIÓN PARA CALEFACCIÓN DE MEMBRANA FIJA						
• Válidos únicamente para circuito cerrado • Temperatura agua: -10 a +110° C						
AC 04 000	CMF 5 Litros	* 200	250	3/4"	5	31,91
AC 04 002	CMF 8 »	* 200	340	3/4"	5	31,32
AC 04 003	CMF 12 »	* 270	310	3/4"	5	32,75
AC 04 004	CMF 18 »	* 270	415	3/4"	5	36,72
AC 04 019	CMF 25 »	* 320	430	3/4"	5	45,19
AC 04 006	CMF 35 »	* 360	475	3/4"	5	65,36
AC 04 007	CMF 50 »	** 360	630	3/4"	4	108,32
AC 04 015	CMF 80 »	** 485	570	1"	6	158,06
AC 04 009	CMF 100 »	** 485	650	1"	6	225,40
AC 04 010	CMF 140 »	** 485	935	1"	6	278,91
AC 04 011	CMF 200 »	** 600	860	1"	6	356,57
AC 04 012	CMF 250 »	** 600	1095	1"	6	405,62
AC 04 013	CMF 300 »	*** 600	1240	1"	6	517,13
AC 04 014	CMF 400 »	*** 600	1480	1"	6	610,10
AC 04 034	CMF 500 »	*** 750	1445	1"	6	994,13
AC 04 064	CMF 600 »	*** 750	1700	1"	6	1.195,83
AC 04 065	CMF 800 »	*** 750	2155	1"	6	1.566,32
AC 04 066	CMF 1000 »	*** 750	2555	1"	6	1.845,44

• Para ACS



Código	Artículo	H	D	Rosca	Presión Bar	€
VASOS DE EXPANSIÓN PARA ACS						
• Tapa acero inoxidable • Precarga 3 bar • Pintura epoxi blanca • Temp.: -10/+100°C						
MEMBRANA FIJA						
AC 04 041	5 CMR 5 litros	250	200	3/4"	10	36,18
AC 04 042	8 CMR 8 litros	340	200	3/4"	10	37,83
AC 04 043	11 CMR 11 litros	310	270	3/4"	10	42,15
AC 04 044	18 CMR 18 litros	415	270	3/4"	10	45,93
AC 04 045	24 CMR 24 litros	430	320	3/4"	8	58,45
MEMBRANA RECAMBIABLE						
AC 04 046	40 ACS 40 litros	582	320	1"	8	148,06
AC 04 201	35 CMR 35 litros	615	360	1"	10	197,84
AC 04 202	50 CMR 50 litros	750	360	1"	10	238,36
AC 04 203	80 CMR 80 litros	750	450	1"	10	287,96
AC 04 204	100 CMR 100 litros	850	450	1"	10	402,03
AC 04 210	150 CMR 150 litros	1155	485	1-1/2"	10	933,42
AC 04 211	220 CMR 200 litros	1400	485	1-1/2"	10	1.139,20
AC 04 212	350 CMR 300 litros	1965	485	1-1/2"	10	1.380,80
AC 04 213	500 CMR 500 litros	2065	600	1-1/2"	10	1.792,42
AC 04 214	700 CMR 700 litros	2145	700	1-1/2"	10	2.756,04

• Soportes




Código	Artículo	€
SOPORTE DE PARED PARA VASOS		
AC 04 099	Soporte zincado para vasos de 5 a 50 lts.	5,06
SOPORTE COMPLETO PARA VASOS AISLADO		
AC 04 098	Soporte a pared con: purgador 3/8", válvula de seguridad 1/2 a 3 kg, manómetro 0-4 kg con aguja, retención en purgador, válvula y manómetro para posible desmontaje	58,85
AC 04 100	Grupo para vaso expansión con aislamiento 1"	53,32
SOPORTES TELESCÓPICOS PARA VASOS		
AC 04 113	Soporte telescópico 3/4" 165/265 mm	7,90
AC 04 114	Soporte telescópico 1" 165/265 mm	9,95

ACCESORIOS CALEFACCIÓN

J-29

- Máquina de absorción

PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA YAZAKI POR CICLO DE ABSORCIÓN											
TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES ACCIONADAS A LLAMA DIRECTA DE GAS											
			Unidad de medida	MODELOS							
				CH-K30	CH-K40	CH-K50	CH-K60	CH-K80	CH-K100	CH-M150	CH-M200
Capacidad frigorífica			kW	105,0	141,0	176,0	211,0	281,0	352,0	527,0	703,0
Capacidad en calefacción			kW	86,0	115,0	143,0	172,0	229,0	286,0	429,0	572,0
Agua refrigerada o calentada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5						12,0	
		salida	°C	7,0							
	Temperatura agua calentada	entrada	°C	50,5						56,0	
		salida	°C	55,0						60,0	
	Pérdida de carga evaporador		kPa	70,1				86,4	97,1	86,0	
	Presión estática máxima		kPa	588,0						785,0	
	Caudal de agua		l/s	4,6	6,1	7,6	9,2	12,2	15,3	25,2	33,6
Volumen de agua contenido			l	69	87	111	127	241	306	180	260
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	191,0	255,0	319,0	383,0	510,0	638,0	892,0	1190,0
	Temperatura	entrada	°C	29,5							
		salida	°C	35,5						34,6	
	Pérdida de carga absorbt/cond.		kPa	75,5				97,1	70,1	102,6	65,0
	Presión estática máxima		kPa	588,0						785,0	
	Caudal de agua		l/s	7,6	10,2	12,7	15,2	20,3	25,4	41,6	55,4
	Volumen de agua contenido		l	145,0	180,0	235,0	296,0	411,0	534,0	430,0	580,0
Combustible	Tipo de combustible			Gas Natural o GLP							
	Consumo de combustible	Refriger.	kW	103,0	138,0	172,0	207,0	276,0	345,0	440,0	586,0
		Calefac.	kW	103,0	138,0	172,0	207,0	276,0	345,0	517,0	689,0
Electricidad	Alimentación de potencia			400 Vac / 50Hz / 3 Fases + neutro							
	Consumo	Refriger.	W	1,4	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	3,1	3,4
		Calefac.	W	1,4	1,8	1,9	2,1	2,3	2,5	3,1	3,4
	Control	Refriger.		Alta flama (100%), baja flama (70%), Nada						Control proporcional 25-100%	
		Calefac.		Todo (100%) o nada						Control proporcional 30-100%	
Datos constructivos	Quemador	Tipo		Mecánico de aire forzado							
		Ignición		Chispa eléctrica intermitente							
		Detección de flama		Por electrodo de ionización							
	Dimensiones	Ancho	mm	1.460		1.780		1.840		1.862	1.962
		Fondo	mm	1.540		1.780		1.900		3.663	3.735
		Alto	mm	2.045 (2.440)				2.435 (2.820)		2.240 (2.763)	2.480 (3.000)
	Peso en vacío		kg	1.790	1.920	2.310	2.410	3.400	3.900	5.600	6.500
	Color y acabado exterior			Chapa de acero galvanizado pintada en caliente color plateado							
Tubos conexi	Agua refrigerada			DN 50	DN 65		DN 80		DN 100		DN 125
	Agua enfriamiento (torre)			DN 65	DN 80				DN 125		DN 150
	Alimentación de gas			DN 40	DN 50						
Envoltorio y acabado exterior: Envoltorio de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.											

